

УДК 621.923

В.Ф. ИВАНУХА¹, Ф.В. НОВИКОВ², А.В. МЕДВЕДЕВ¹¹Харьковский завод “Поршень” ПАО “Автрамат”, Харьков, Украина²Харьковский национальный экономический университет, Харьков, Украина**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОРШНЕЙ**

Приведен аналитический обзор экспериментальных исследований по повышению отражательной способности наружной поверхности поршней ДВС после финишной обработки по наружной поверхности при помощи лезвийного инструмента различных производителей. Использовались инструменты из поликристаллического алмаза со специальной заточкой производителей Украины, России, ЕЭС. Оценивался параметр цена/качество обработки в стоимостном выражении (стоимость единицы длины и единицы времени работы инструментом различных производителей). Отмечена зависимость отражательной способности от зернистости исходного материала, из которого изготавливался инструмент.

Ключевые слова: поршень, алюминий, микрорельеф, поликристаллический алмаз, точение, износ инструмента, шероховатость.

Введение

ПАО “Автрамат” более 80 лет занимается производством деталей цилиндропоршневой группы для автомобилей, тракторов и сельхозтехники, тепловозов, компрессоров и других машин, в которых используется поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом.

Как известно, в двигателе поршень работает в самых тяжелых условиях. Во время работы он подвергается высоким циклическим, механическим и тепловым нагрузкам, которые повторяются тысячи раз в минуту (максимальное ускорение поршня во время работы современного ДВС достигает величин $15000...20000 \text{ м/с}^2$, что соответствует перегрузке $1500...2000g$) [1]. Это вызывает значительные механические напряжения с опасностью усталостного разрушения поршня и требует разработки конструкций, обеспечивающих безопасное распределение напряжений в поршне, а также применения материалов с высокими механическими характеристиками [2]. Установлено, что температура газов в процессе сгорания может достигать $1800 - 2600 \text{ }^\circ\text{C}$. Эта температура значительно превышает точку плавления поршневого сплава и, чтобы не плавиться, поршень должен эффективно передавать тепло сгорания стенке цилиндра и охлаждающей жидкости. Чтобы исключить усталостное разрушение поршня в связи с высокими термическими напряжениями, а также исключить расширение (сжатие) поршня, вероятность его заклинивания, необходимо обеспечить достаточную теплопередачу, использовать бочкообразную форму поршня и изготавливать его

из сплавов с высокой теплопроводностью. При этом важно снизить интенсивность трения между поршнем, поршневыми кольцами и стенкой цилиндра при скольжении, и тем самым уменьшить поверхностный износ и расход масла. Это достигается созданием поверхностей с низким коэффициентом трения, заданным распределением давления боковой поверхности поршня на стенку цилиндра и антифрикционным покрытием юбки поршня.

Материалы, из которых изготавливаются поршни, должны обладать высокой механической прочностью и хорошей обрабатываемостью; низкой плотностью для уменьшения инерционных сил, вызванных возвратно-поступательным движением и переходными режимами; высокой теплопроводностью; коэффициенты теплового расширения материала поршня и стенки цилиндра должны быть близки по значению для уменьшения зазора; материал должен обладать высокими антифрикционными свойствами для предотвращения заедания и снижения потерь на трение и высокой износостойкостью. Сплавы алюминия с некоторым количеством легирующих элементов (кремний, медь, магний, никель и др.) удовлетворяют вышеперечисленным требованиям. Кремний в количестве $5 - 22\%$ придает сплаву жаропрочность, уменьшает коэффициент теплового расширения, улучшает литейные свойства, но при этом «охлаждает» сплав и ухудшает обрабатываемость. Медь в количестве $1 - 8\%$ улучшает механические свойства материала. Магний ($0,8 - 1,3\%$) придает сплаву высокие механические характеристики, повышая предел прочности. Никель ($0,5 - 2\%$) придает сплаву жаропрочность и жаро-

стойкость. Титан (0,05 – 2%) улучшает механические свойства материала, за счет создания с алюминием интерметаллидных соединений уменьшает ползучесть. Различают три типа алюминиевых сплавов, применяемых в производстве поршней, которые отличаются главным образом содержанием кремния: 1) доэвтектические сплавы (содержание кремния ниже, чем в точке эвтектики – обычно около 9%, а для сплавов алюминий-кремний точка эвтектики 11 – 13%); 2) эвтектические сплавы (содержание кремния составляет 11 – 13% – в зависимости от количества других легирующих элементов); 3) заэвтектические сплавы, в них содержится значительное количество нерастворенного кремния в алюминии, что обеспечивает повышение износостойкости, но ухудшает технологические свойства (содержание кремния может колебаться от 13 до 25%). Основным сплавом, применяемым в ОАО “Автрамат” для производства поршней, является эвтектический сплав АК12М2MgH(Al25). В некоторых дизельных двигателях большой мощности используются чугунные (стальные) поршни или составные поршни с головкой из стали (чугуна) в тех случаях, когда термические и механические нагрузки слишком велики для алюминия.

Результаты исследований

Типовой технологический процесс производства поршней (рис. 1) включает: заливку в кокиль; термообработку; черновую механическую обработку наружных поверхностей; черновую обработку отверстия под поршневой палец, чистовую обработку по наружной поверхности с приданием ей овально-бочкообразной формы и точением канавок под поршневые кольца, расточку канавок под стопорные кольца в отверстии под поршневой палец, обработку камеры сгорания (для поршней дизельных двигателей), чистовую обработку пальцевого отверстия; нанесение покрытий.



Рис. 1. Изготавливаемые поршни

В настоящее время, благодаря многолетнему опыту, технологический процесс изготовления поршня фактически доведен до совершенства, осуществляется с применением современного оборудования и режущих инструментов. Вместе с тем, имеет место и ряд нерешенных проблем, связанных главным образом с механической обработкой, в частности, с обработкой наружной поверхности поршня. С целью снижения стоимости и повышения ресурса работы поршней современных ДВС мировые тенденции привели к уходу от нанесения антифрикционных покрытий и замене их на микрорельеф на наружной поверхности поршня и соответственно на внутренней стороне цилиндра ДВС. Микрорельеф представляет собой винтовую линию по наружной поверхности поршня с глубиной профиля порядка 0,014 мм, шагом 0,3 мм и углом раскрытия 170° (рис. 2).

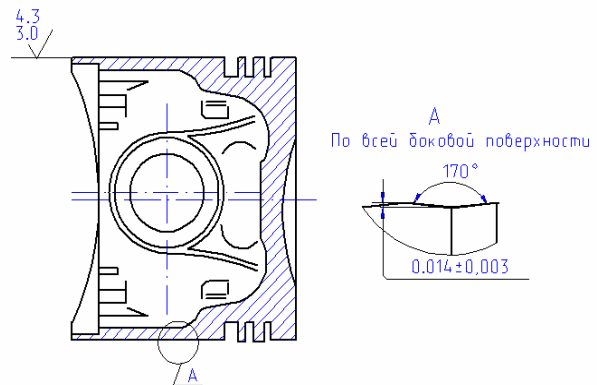


Рис. 2. Эскиз микрорельефа на наружной поверхности поршня

В отличие от антифрикционных покрытий, которые предотвращают пару цилиндр-поршень от задирав лишь в относительно короткий период времени (при обкатке двигателя), данный микрорельеф работает на протяжении всего жизненного цикла пары. В результате микрочастицы масла, попадая вовнутрь микрорельефа поверхности, обеспечивают “жидкое трение” в паре цилиндр-поршень, увеличивая тем самым ресурс работы двигателя. Вполне очевидно, что данное решение является важнейшим резервом повышения эффективности ДВС. Однако, реализация его на практике представляет значительные сложности. Подтверждением тому является относительно низкая отражательная способность обработанной наружной поверхности поршня, что связано со сложностью обеспечения оптимального соотношения параметров шероховатости поверхности R_a/R_{max} . Согласно работе [3], существенно повысить отражательную способность обработанной поверхности можно при значениях $R_a/R_{max} = 0...0,29$. Поэтому реализация данных значений R_a/R_{max} при обработке наружной по-

верхности поршня представляется важной и актуальной задачей, направленной на повышение эксплуатационных свойств обработанной поверхности и на создание товарного вида изготавливаемого поршня. В связи с этим был проведен комплекс экспериментальных и теоретических исследований по технологическому обеспечению высокой отражательной способности наружной поверхности поршня на основе установления связи с микрошероховатостью поверхности. Экспериментально установлено, что чем больше высота микронеровностей обра-

ботанной поверхности, тем ниже ее отражательная способность. Например, приведенная на рис. 3, а профилограмма обработанной поверхности соответствует ее высокой отражательной способности, тогда как для профилограммы, показанной на рис. 3, б, характерна “матовость” поверхности, что свидетельствует о ее высокой светорассеивающей способности. Этим доказано, что повысить отражательную способность поверхности можно уменьшением высоты микронеровностей профиля.

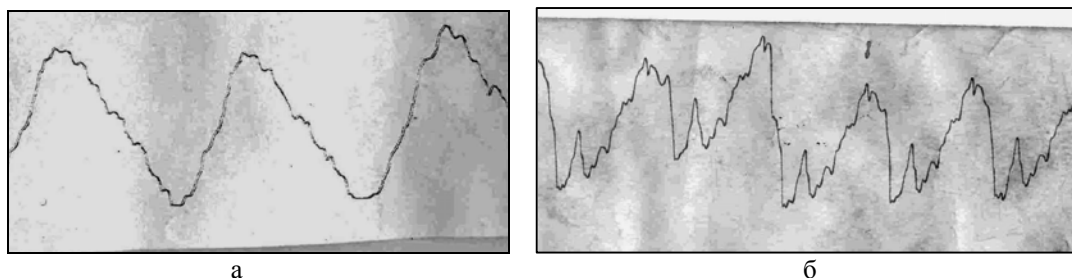


Рис. 3. Профилограммы обработанной поверхности

К сожалению, реализовать на практике профиль поверхности, показанный на рис. 3, а, сложно. Как правило, имеет место профиль поверхности, показанный на рис. 3, б. Это может быть связано с износом лезвия резца и образованием на нем значительных микронеровностей, возникновением вибраций в процессе резания, особенностью обработки юбки поршня по копиру (т.е. обработки сложнопрофильной поверхности), а также прерывистым характером процесса резания, обусловленным наличием на обрабатываемой поверхности отверстия под поршневой палец. Очевидно, все указанные причины связаны с силовым фактором процесса резания и поэтому основным путем повышения эффективности в данном случае необходимо рассматривать снижение сил резания и повышение износостойкости инструмента.

В связи с этим, в настоящее время вместо резцов из твердого сплава типа ВК6 при окончательной обработке наружной поверхности поршня используются алмазные резцы [4, 5] из поликристаллических алмазов типа АТП, РСД, РКД, обладающие более высокой режущей способностью и повышенной износостойкостью. Экспериментальные исследования показали, что при обработке алмазным резцом (рис. 4) на сплошной наружной поверхности поршня может быть достигнута требуемая микрошероховатость поверхности и соответственно ее высокая отражательная способность. При обработке участка поверхности, на котором расположено отверстие под поршневой палец, в силу прерывистости процесса резания отражательная способность обработанной поверхности ниже. Следовательно, в

этом случае в связи с ударным характером взаимодействия инструмента с обрабатываемой поверхностью происходит повышенный износ и затупление инструмента, в технологической системе возникают вибрации, что собственно и приводит к ухудшению микрошероховатости поверхности (увеличению отношения $R_a / R_{max} > 0,29$) и снижению ее отражательной способности. Установлено также, что после определенной приработки алмазного резца, когда его режущее лезвие принимает устойчивую (износостойкую) форму, микрошероховатость обработанной поверхности уменьшается, что ведет к повышению ее отражательной способности. При этом установлено, что скорость процесса приработки тем выше, чем меньше зернистость исходного порошка, из которого запекался алмаз. Оптимальная зернистость исходного порошка должна быть не более 1...1,5 мкм, т.к. зернистость существенно влияет на остроту режущей кромки инструмента (рис. 4) при его заточке.

С целью поиска наиболее эффективного решения проведены стойкостные испытания алмазных резцов различных производителей (Украина, Россия, ЕЭС, Корея и Япония). Была поставлена задача установления наилучшего соотношения параметров цена/качество, т.к. стоимость подобного инструмента различных производителей колеблется в очень широких пределах и, зачастую, отличается до 10 раз. Как следует из табл. 1, наилучшие результаты по периоду стойкости получены при обработке резцом производителя ЕЭС № 2. Однако, соотношение параметров цена/качество лучше у резцов производства Украины. Установлено, что чем меньше зерни-

ность исходного порошка, из которого изготовлен режущий инструмент, тем выше отражательная способность обработанной поверхности. Таким образом, выявлена четкая взаимосвязь между стойкостью резца, микрошероховатостью и отражатель-

ной способностью обработанной поверхности. Чем выше стойкость резца, тем выше качество обработки с точки зрения обеспечения микрошероховатости и отражательной способности поверхности

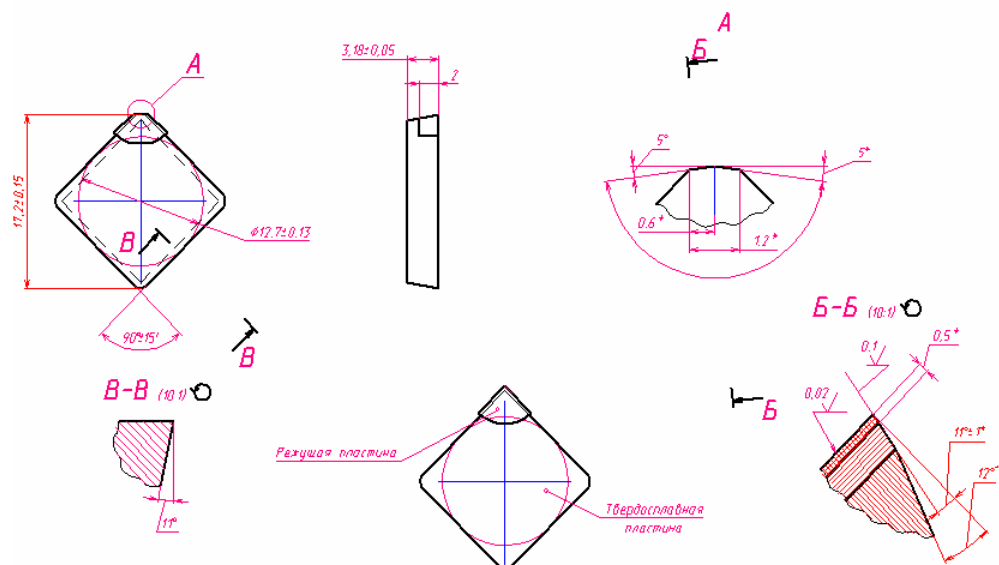


Рис. 4. Геометрические параметры резца

Таблица 1

Экспериментальные значения стойкости резцов различных производителей и шероховатости обработанной поверхности (обрабатываемый материал – алюминиевый сплав АК10М2Н; режим резания: $t = 0,1$ мм; $V = 257,5$ м/мин; $S = 0,32$ мм/об; геометрические параметры резца: $\alpha = 11^\circ$; $\gamma = 0^\circ$; $\phi = \phi_1 = 5^\circ$; $\lambda = 0^\circ$)

Производитель РИ	Шероховатость, Ra	Период стойкости, Тст		Период стойкости до блеска, Тст бл		Соотношение цена/ качество, С=Ц/Тст			
		Тст	Тст	Тст мин бл	Тст м бл	по блеску, Сбл	по наработке, Срес	по блеску, Сбл	по наработке, Срес
Украина	4,3...3,0	2054,3	528952	813	209419,7	0,150	0,060	0,001	0,0002
ЕЭС №1	4,3...3,0	5244,1	1350244	960	247172,8	0,904	0,166	0,0035	0,0006
ЕЭС №2	4,3...3,0	5922,7	1524975	797	205179,4	0,840	0,113	0,0033	0,0004
Россия	4,3...3,0	3774,0	971729	1734	446470,3	0,202	0,093	0,001	0,0004

Поликристаллический алмаз состоит из микроскопических частиц алмаза и связующего вещества. Под воздействием высокого давления и температуры частицы спекаются, и получается чрезвычайно твердый материал с уникальными свойствами. Между зернами алмаза образуется непосредственная связь, остается лишь немного островков связки, тогда как, например, у поликристаллического кубического нитрида бора частицы непосредственно друг с другом не связаны.

Поликристаллические алмазы классифицируют по размеру зерна (средним значениям): 2 мкм (мелкозернистый поликристаллический алмаз), 10 мкм (среднезернистый поликристаллический алмаз) и

25 мкм (крупнозернистый поликристаллический алмаз).

Крупнозернистый поликристаллический алмаз обладает большей прочностью и износостойкостью по сравнению со средне- и мелкозернистым алмазами. Вследствие этого он обеспечивает высокую стойкость при черновой обработке, однако не обеспечивает высокого качества поверхности, поэтому не используется при чистовой обработке.

Выводы

Таким образом, экспериментально установлено, что по соотношению параметров цена/качество

из всего многообразия предлагаемых на рынке резцов (с точки зрения их стоимости) наиболее эффективно использовать резцы производства Украины. Однако в силу того, что зарубежные производители применяют при изготовлении инструментов более мелкодисперсные порошки, добиться улучшения отражающей способности обработанной поверхности данным инструментом проще, чем отечественным.

Литература

1. Белогуб А.В. Цилиндро-поршневая группа. Техника и технологии / А.В. Белогуб. – Х.: Автрамат, 2004. – 40 с.
2. Гладкий И.П. Властивості та технологія об-

робки металевих та неметалевих конструкційних матеріалів: навч. посібник / І.П. Гладкий, В.І. Моценко, В.П. Тарабанова. – Х.: ХНАДУ, 2004. – 276 с.

3. Шкурупій В.Г. Підвищення ефективності технології фінішної обробки світло відбиваючих поверхонь деталей із тонкого листа і стрічок / В.Г. Шкурупій, Ф.В. Новиков // Физические и компьютерные технологии: труды 12-й Международной научно-технической конференции, 7-8 июня 2006 г. – Х.: ХНПК “ФЭД”, 2006. – С. 9-19.

4. Гинзбург Б.И. Экономика и организация применения сверхтвердых материалов / Б.И. Гинзбург. – К.: Наук. думка, 1983. – 240 с.

5. Алмазные инструменты и их применение в машиностроении / М.Ф. Семко, В.А. Качер, А.Ф. Раб, М.Д. Узунян. – Х.: Прапор, 1965. – 132 с.

Поступила в редакцию 19.05.2011

Рецензент: канд. техн. наук, технический директор А.В. Белогуб, Харьковский завод “Поршень” ПАО “Автрамат”, Харьков, Украина.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ПОРШНІВ

В.Ф. Івануха, Ф.В. Новіков, А.В. Медведєв

Надано аналітичний огляд експериментальних досліджень по підвищенню відбивної здатності зовнішньої поверхні поршнів ДВС після фінішної обробки по зовнішній поверхні за допомогою лезвийного інструменту різних виробників. Використовувалися інструменти з полікристалічного алмазу із спеціальним заточуванням виробників України, Росії, ЄС. Оцінювався параметр ціна/якість обробки у вартісному вираженні (вартість одиниці довжини і одиниці часу роботи інструментом різних виробників). Відзначена залежність відбивної здатності від зернистості початкового матеріалу, з якого виготовлявся інструмент.

Ключові слова: поршень, алюміній, мікрорельєф, полікристалічний алмаз, точіння, знос інструменту, шорсткість.

INCREASE OF EFFICIENCY OF MACHINING OF PISTONS

V.F. Ivanuha, F.V. Novikov, A.V. Medvedev

An analytical review of experimental researches to enhance the reflectivity of the outer surface of the pistons of internal combustion engine after finishing of it with a blade tools from different manufacturers is provided. Tools made of polycrystalline diamond with a special sharpening by manufacturers of Ukraine, Russia, the European Economic Community are used. The parameter of price / quality of machining has estimated in value terms (cost per unit length and time units of tools of a different manufacturers). Dependence of the reflectivity of a outer surface from graininess of the source material from which made tools has marked.

Key words: piston, aluminum, microrelief, polycrystalline diamond, sharpening, tool wear, roughness.

Івануха Володимир Федорович – председатель правления ПАО «Автрамат», Харьков, Украина, e-mail: v_ivanuha@avtramat.com.

Новиков Федор Васильевич – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры, Харьковский национальный экономический университет, Харьков, Украина, e-mail: fokusnic1@rambler.ru.

Медведєв Андрей Валентинович – главный технолог ПАО «Автрамат», Харьков, Украина, e-mail: a_medvedev@rambler.ru.

УДК 621.793.324

Е.В. ПАРФЕНОВ, А.А. БЫБИН, Р.Р. НЕВЬЯНЦЕВА*Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия*

ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОГО УДАЛЕНИЯ ДЕФЕКТНЫХ ПОКРЫТИЙ С ДЕТАЛЕЙ ГТД

Рассмотрены экологические аспекты процессов удаления ряда функциональных защитных покрытий химическим и электролитно-плазменным методом. Предложена методика оценки экологической эффективности рассматриваемых процессов с учетом требований международного стандарта ИСО 14000. Показано, что для электролитно-плазменного метода экологическая эффективность на 20 % выше по сравнению с химическим методом удаления дефектных покрытий. Установлено, что электролитно-плазменный метод наиболее эффективен при съеме многофазных покрытий, а при удалении простых покрытий эффективность обоих методов одинакова.

Ключевые слова: защитное покрытие, удаление покрытий, электролитно-плазменный метод, химический метод, оценка экологической эффективности, ГОСТ Р ИСО 14000.

Введение

Для обеспечения требуемого ресурса на работе поверхности ответственных деталей ГТД, включая лопатки турбины и компрессора, наносят защитные покрытия. Однако при нарушении технологического процесса нанесения защитных покрытий могут появляться различного рода дефекты, недопустимые по ТУ на такие детали. В результате появляется необходимость тщательного и полного удаления дефектного покрытия с таких деталей.

В настоящее время в условиях серийного производства наиболее широко распространен химический метод удаления дефектных покрытий. Технология предусматривает использование травильных растворов, содержащих смесь сильных неорганических кислот. Часто в состав раствора входит плавиковая кислота, которая является токсичной и не поддается утилизации. Кроме того, в растворы вводят различные активизирующие и ингибирующие добавки. Нередко процесс химического травления покрытий в таких кислотных растворах осуществляют при температурах, близких к температуре кипения, что вызывает интенсивное испарение компонентов электролита. Перечисленные факторы резко повышают экологическую нагрузку на производство.

В работе [1] для удаления защитных покрытий с деталей ГТД предложено использовать электролитно-плазменный метод. Процесс электролитно-плазменной обработки (ЭПО) является разновидностью электрохимической обработки и проводится в растворах солей, кислот и щелочей с низкой концентрацией (порядка 1...20 %) при высоких напряжени-

ях в диапазоне 100...600 В. Как правило, используемые электролиты нетоксичны и легко поддаются утилизации. Отличительной особенностью процесса ЭПО является образование парогазовой оболочки (ПГО) вокруг электрода меньшей площади (активного электрода). Происходящие в ПГО процессы достаточно сложны и включают не только химические и электрохимические, но и плазмохимические реакции, а также электроразрядные и гидродинамические явления [2]. Сочетание данных процессов позволяет удалять дефектные покрытия с достаточно высокой скоростью при одновременном обеспечении качества поверхности подложки, удовлетворяющей требованиям повторного нанесения покрытия. Вместе с тем, использование высоких напряжений и температур раствора порядка 50...90 °С может вызвать сомнения в экологической эффективности процесса электролитно-плазменного удаления дефектных покрытий.

Целью данной работы является проведение сравнительной оценки экологической эффективности химического и электролитно-плазменного методов удаления защитных покрытий, используемых при ремонте ответственных деталей ГТД, включая лопатки турбины и компрессора газогенератора.

1. Методика проведения исследования

Сравнительная оценка экологической эффективности указанных методов проводилась в соответствии с требованиями действующего в РФ стандарта ГОСТ Р ИСО 14031-98 «Управление окружающей средой. Оценивание экологической эффективности. Общие требования». Стандарт оговаривает, что оценивание экологической эффективности (ОЭЭ) – это процесс

принятия управленческих решений методом выбора показателей, сбора и анализа данных, оценки информации по критериям экологической эффективности. С этой целью в ГОСТ Р ИСО 14031 приводятся две категории показателей оценивания экологической эффективности: показатели экологической эффективности (ПЭЭ) и показатели состояния окружающей среды (ПСОС). В свою очередь ПЭЭ подразделяются на показатели эффективности управления (ПЭУ) и показатели эффективности функционирования (ПЭФ).

Следует отметить, что показатели состояния окружающей среды охватывают достаточно большую территорию, например, завода, жилого района города и т.п. Поэтому в рамках данной работы показатели ПСОС не рассматривались, а учитывались только показатели экологической эффективности.

Показатели экологической эффективности рассчитывались исходя из информации о составах рабочих растворов и условиях удаления различных типов покрытий, представленной в табл. 1.

Таблица 1

Информация о составах рабочих растворов

Материал подложки, защитное покрытие, его толщина и способ нанесения	Состав раствора, режим удаления покрытия		Ссылка
	химический метод	электролитно-плазменный метод	
сталь ЭИ961ш, ионно-плазменное TiN, 5...7 мкм, метод КИБ	HF, 100 г/л; HCl, 80 г/л; H ₃ PO ₄ , 290 г/л; t = 20 °C; τ = 30 мин.	(NH ₄) ₂ SO ₄ , 50 г/л; U = 320 В; j = 0,75 А/см ² t _{нач} = 50 °C; τ = 10 мин.	[3, 4]
сплав ХН60ВТ, хромовое, 40...60 мкм, гальваническое хромирование	HCl, 190 г/л; t = 20 °C; τ = 180 мин.	(NH ₄) ₂ SO ₄ , 50 г/л; U = 370 В; j = 0,70 А/см ² t _{нач} = 50 °C; τ = 25 мин.	[7, 8]
сплав ЖС6У, диффузионное алюминидное, 45...55 мкм, метод окраски	HF, 11 г/л; порошок ПЖ4МЗ, 4 г/л; HNO ₃ , 390 г/л; t = 40 °C; τ = 80 мин.	(NH ₄) ₂ HPO ₄ , 50 г/л; U = 320 В; j = 0,75 А/см ² t _{нач} = 50 °C; τ = 20 мин.	[5, 6]

2. Результаты исследований и их обсуждение

Анализ данных, представленных в табл. 1, показывает, что в химическом методе в основном используются сложные растворы, содержащие ряд экологически вредных веществ. Тем не менее, исключение их из процесса может привести к невозможности функционирования системы. Так, ионно-плазменное покрытие TiN и диффузионное алюминидное покрытие требуют введения в электролит плавиковой кислоты из-за ее способности образовывать комплексные соединения с элементами покрытия. Невозможно также исключить соляную и азотную кислоты, являющихся сильными окислителями, а фосфорную кислоту и порошок железа – в виду их ингибирующего действия на подложку. Присутствие в растворе только соляной кислоты при удалении хромового покрытия без дополнительных компонентов обуславливает большую длительность процесса, а соответственно и время вредного воздействия на окружающую среду.

Несмотря на то, что химическое удаление покрытий, перечисленных в табл. 1, проводится при температурах раствора, близких к комнатной, следует иметь в виду, что такие кислоты, как соляная и плавиковая, применяемые практически во всех случаях, обладают низкой температурой кипения. Поэтому при оценивании экологической эффективности необходимо учитывать класс опасности и предельно допустимые концентрации (ПДК) компонен-

тов раствора, как в сточных водах, так и в воздухе рабочей зоны, что выдвигает также требования по использованию вытяжной вентиляции соответствующей мощности.

В отличие от химического метода, при электролитно-плазменной обработке используют разбавленные растворы, содержащие только один компонент в виде неорганической аммонийной соли. Однако проведение процесса при повышенной температуре может способствовать разложению соли аммония с выделением аммиака. Кроме того, для возникновения и функционирования парогазовой оболочки необходимо использование высоких напряжений, что вызывает параметрическое загрязнение, воздействующее на рабочий персонал. Вместе с тем, в Российской Федерации отсутствуют нормы по безопасному уровню воздействия электромагнитного излучения на человека. В связи с этим в работе для оценки уровня параметрического загрязнения, связанного с использованием электрической энергии, учитывались затраты электроэнергии на обработку единицы поверхности за полное время процесса.

Таким образом, применительно к процессам химического и электролитно-плазменного удаления дефектных покрытий для процедуры оценивания экологической эффективности были выбраны следующие показатели:

1) показатели ПЭФ:

– суммарный коэффициент загрязненности рабочего раствора ($k_{\text{рр}}$);

– суммарный коэффициент загрязненности воздуха рабочей зоны ($k_{ВРЗ}$);
 – токсичность рабочего раствора ($T_{РР}$);
 – токсичность паров ($T_{П}$);
 – затраты электроэнергии на обработку единицы площади поверхности (ЗЭ);

2) показатели ПЭУ:

– время воздействия вредных факторов ($\tau_{ВФ}$).

Для определения значений выбранных показателей выполнены следующие расчеты. Суммарные коэффициенты $k_{РР}$ и $k_{ВРЗ}$ определялись с учетом предельно-допустимой концентрации и концентрации загрязнителей в рабочем растворе или в воздухе рабочей зоны и представляли собой величину, определяемую по следующей формуле с учетом эффекта суммации:

$$k = \sum_i \frac{C_i}{ПДК_i}, \quad (1)$$

где C_i – значение концентрации для i -го компонента в рабочем растворе или в воздухе рабочей зоны; $ПДК_i$ – значение предельно-допустимой концентрации для i -го компонента в рабочем растворе или в воздухе рабочей зоны.

Оценка концентрации загрязнителей в воздухе рабочей зоны проводилась на основе расчета парциальных давлений компонентов раствора [9].

Токсичность рабочего раствора и паров в воздухе рабочей зоны определяли по классу опасности веществ для наиболее опасного компонента. Численные значения ПДК и классы опасности для анализируемых компонентов рабочих растворов приведены в соответствующих гигиенических нормативах ГН 2.1.5.1315-03 и ГН 2.2.5.1313-03 [10, 11].

Затраты электроэнергии на обработку единицы площади поверхности рассчитывались с учетом энергетических затрат, связанных с обеспечением определенной плотности тока через поверхность детали во время обработки, требуемой температуры рабочего раствора и затрат на работу вентиляционного оборудования. Расчет величины ЗЭ проводится по формуле:

$$ЗЭ = \frac{C \cdot m \cdot \Delta T \cdot \frac{1}{\tau} + U \cdot j \cdot S + P_{В}}{S} \cdot \tau, \quad (2)$$

где C – удельная теплоемкость раствора; m – масса рабочего раствора; ΔT – разность требуемой температуры рабочего раствора и температуры окружающей среды; U – напряжение между анодом и катодом; j – плотность тока во время обработки; S – площадь обрабатываемой поверхности; $P_{В}$ – мощность вентиляционного оборудования; τ – длительность обработки.

При определении времени воздействия вредных и опасных факторов на персонал учитывалось, что при организации эффективного управления процессом обеспечивается минимальная длительность обработки детали и, соответственно, минимальное значение параметра $\tau_{ВФ}$. Длительность обработки устанавливалась на основании экспериментальных исследований.

Расчетные значения всех выбранных параметров для химического и электролитно-плазменного метода представлены в табл. 2. При расчетах приняты следующие значения параметров: площадь обработки $S = 200 \text{ см}^2$, мощность вентиляции для химического метода $P_{В} = 2,5 \text{ кВт}$ и для электролитно-плазменного $P_{В} = 1 \text{ кВт}$.

Таблица 2

Расчетные значения выбранных параметров для химического и электролитно-плазменного метода

Метод обработки	Покрытие	Показатели ОЭЭ					
		$k_{РР}$	$k_{ВРЗ}$	$T_{РР}$	$T_{П}$	ЗЭ, кВт·ч/м ²	$\tau_{ВФ}$, ч
Химический	нитрид титана	149752	2174	2	2	63	0,5
	хромовое	543	37	4	2	375	3,0
	алюминидное	29333	700	2	2	171	1,3
Электролитно-плазменный	нитрид титана	9073	1280	4	4	506	0,2
	хромовое	9073	1280	4	4	1072	0,4
	алюминидное	19286	748	3	4	751	0,3

Анализ данных, приведенных в табл. 2, показывает, что суммарные коэффициенты загрязненности рабочего раствора и воздуха рабочей зоны достаточно велики для обоих сравниваемых методов. Однако по параметрам токсичности растворов и паров электролитно-плазменный метод намного предпочтительнее химического. Затраты электроэнергии для электролитно-плазменного метода закономерно оказываются выше, чем для химическо-

го, однако различия в значениях получаются менее, чем на порядок. По параметру времени воздействия вредных факторов электролитно-плазменный метод оказывается также предпочтительнее химического в связи с большей производительностью процесса.

Разнонаправленность полученных результатов требует проведения комплексного анализа данных, например на основе метода балльных оценок. Экспертная оценка уровней значимости для суммарных

коэффициентов загрязненности, затрат электроэнергии, времени воздействия вредных факторов показывает, что аналогично классам опасности веществ можно ввести шкалу баллов от 1 до 4, соответствующих минимальной и максимальной экологической эффективности (табл. 3). Показатели ОЭЭ, выраженные в баллах, приведены в табл. 4.

Анализ полученных значений экологической эффективности показывает, что для относительно «сложных» многофазных покрытий (нитрид титана, алюминидное диффузионное покрытие) эффективность процесса электролитно-плазменного удаления по сравнению с химическим методом превышает

аналогичный показатель на 30...40 %. В случае хромового покрытия, которое может быть охарактеризовано как более «простое» и однофазное, показатель экологической эффективности для обоих методов одинаков.

Таблица 3

Шкала баллов

Балл	$k_{pp}, k_{вpз}$	$T_{pp}, T_{п}$	$ЗЭ, кВт \cdot ч/м^2$	$\tau_{вф}, ч$
4	0...1000	4	0...100	0...0,25
3	1000...10000	3	100...500	0,26...0,50
2	10000...100000	2	500...1000	0,51...1,00
1	> 100000	1	> 1000	> 1,00

Таблица 4

Показатели ОЭЭ, выраженные в баллах

Метод обработки	Покрытие	Показатели ОЭЭ (балльная оценка)							Средний балл
		k_{pp}	$k_{вpз}$	T_{pp}	$T_{п}$	ЗЭ	$\tau_{вф}$	Сумма	
Химический	нитрид титана	1	3	2	2	4	3	15	14,7
	хромовое	3	4	4	2	3	1	17	
	алюминидное	1	3	2	2	3	1	12	
Электролитно-плазменный	нитрид титана	3	3	4	4	2	4	20	18,3
	хромовое	3	3	4	4	1	3	18	
	алюминидное	2	3	3	4	2	3	17	

Заключение

Таким образом, проведенный комплекс работ позволил в рамках требований стандарта серии ИСО 14000 разработать подход к оценке экологической эффективности электролитно-плазменного метода удаления ряда защитных покрытий с поверхности деталей ГТД, подлежащих ремонту. Показано, что в целом экологическая эффективность электролитно-плазменного метода на 20 % выше по сравнению с химическим методом удаления дефектных защитных покрытий.

Благодарности

Авторы благодарят Министерство образования и науки РФ за финансовую поддержку исследований по государственным контрактам № 02.442.11.7501 и 02.444.11.7245.

Литература

1. Пат. 2094546 Российская Федерация, МПК 6 C 25 F 5/00. Способ удаления покрытия с металлической подложки / Амирханова Н.А., Невьянцева Р.Р., Белоногов В.А., Тимергазина Т.М.; Заявитель и патентообладатель УГАТУ. – № 95104824/02; заявл. 03.04.1995; опубл. 27.10.1997, Бюл. № 30.
2. The influence of vapor-gaseous envelope behavior on plasma electrolytic coating removal / R.R. Ne-

vyantseva, S.A. Gorbatkov, E.V. Parfenov, A.A. Bybin // *Surface and Coatings Technology*. – 2001. – Vol. 148, № 11. – P. 30-37.

3. Пат. 2081207 Российская Федерация, МПК 6 C23F1/44, C23F1/26. Раствор для удаления покрытий из нитрида и карбонитрида титана / Амирханова Н.А., Невьянцева Р.Р., Тимергазина Т.М.; Заявитель и патентообладатель УГАТУ. – № 95110172/02; заявл. 15.06.1995; опубл. 10.06.1997, Бюл. № 16.

4. Выбор способа удаления покрытия TiN с поверхности мартенситной стали для разработки технологических рекомендаций ремонта лопаток энергоустановок / Р.Р. Невьянцева, А.А. Быбин, Е.В. Парфенов, Н.Ф. Измайлова // *Вестник УГАТУ*. – 2009. – Т. 12, № 2. – С. 103-107.

5. Смольникова О.Г. Поиск эффективного состава электролита для удаления алюминидных жаростойких покрытий / О.Г. Смольникова, А.А. Быбин, Р.Р. Невьянцева // *Мавлютовские чтения: Российск. науч.-техн. конф., посвящ. 85-летию со дня рождения чл.-корр. РАН, д.т.н., проф. Р.Р. Мавлютова: сб. тр. в 5 т.*; Мин-во образования и науки РФ, ГОУ ВПО УГАТУ, АН РБ, УНЦ РАН, Ин-т механики УНЦ РАН. – Уфа, 2011. – С. 160-164.

6. Выбор оптимальных условий удаления алюминидного покрытия с поверхности жаропрочного никелевого сплава электролитно-плазменным методом / Е.В. Парфенов, Р.Р. Невьянцева, А.А. Быбин, В.Р. Мукаева // *Физика и химия обработки материалов*. – 2010. – № 4. – С. 19-24.

7. Гальванические покрытия в машиностроении: справочник. В 2-х томах / Под ред. М.А. Шлугера. – М.: Машиностроение, 1985. – Т. 1. – 240 с.

8. Регрессионное моделирование процесса удаления хромового покрытия методом ЭПО с деталей ГТД / Д.А. Середа, Е.В. Парфенов, Р.Р. Невьянцева, А.А. Быбин // Актуальные проблемы современной науки: II Междунар. форум: сб. тр.; Самарск. гос. техн. ун-т. – Самара, 2006. – С. 72-76.

9. Химическое равновесие и кинетика. Свойства растворов. Электродные процессы. Справочник химика. В 5-ти томах / Под ред. Б.П. Никольского. – М.: Химия, 1964. – Т. 3. – 1004 с.

10. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны:

Гигиенические нормативы. ГН 2.2.5.1313-03. [Электронный ресурс]. – М.: Российский регистр потенциально опасных химических и биологических веществ Министерства здравоохранения Российской Федерации, 2003. – Режим доступа к ресурсу: <http://files.stroyinf.ru/>. – 12.04.2011.

11. Предельно допустимые концентрации (ПДК) химических веществ в воде водных объектов хозяйственно-питьевого и культурно-бытового водопользования: Гигиенические нормативы. ГН 2.1.5.1315-03. [Электронный ресурс]. – М.: Российский регистр потенциально опасных химических и биологических веществ Министерства здравоохранения Российской Федерации, 2003. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.gostrf.com/>. – 12.04.2011.

Поступила в редакцию 20.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры общей химии Л.И. Трубникова, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия.

ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ЕЛЕКТРОЛІТНО-ПЛАЗМОВОГО ВИДАЛЕННЯ ДЕФЕКТНИХ ПОКРИТТІВ З ДЕТАЛЕЙ ГТД

Є.В. Парфьонов, А.О. Бибін, Р.Р. Нев'янцева

Розглянуті екологічні аспекти процесів видалення ряду функціональних захисних покриттів хімічним і електролітно-плазмовим методом. Запропонована методика оцінки екологічної ефективності даних процесів з врахуванням вимог міжнародного стандарту ISO 14000. Показано, що для електролітно-плазмового методу екологічна ефективність на 20 % вище в порівнянні з хімічним методом видалення дефектних покриттів. Встановлено, що електролітно-плазмовий метод найбільш ефективний при зніманні багатофазних покриттів, а при видаленні простих покриттів ефективність обох методів однакова.

Ключові слова: захисне покриття, видалення покриттів, електролітно-плазмовий метод, хімічний метод, оцінка екологічної ефективності, ГОСТ Р ISO 14000.

ENVIRONMENTAL EFFICIENCY EVALUATION FOR PROCESSES OF PLASMA ELECTROLYTIC REMOVAL OF DEFECTIVE COATINGS FROM GTE PARTS

E.V. Parfenov, A.A. Bybin, R.R. Nevyantseva

The paper discusses environmental issues of coating stripping processes based on chemical and plasma electrolytic techniques. An approach based on ISO 14000 standard was proposed for evaluation of the environmental efficiency of the coating stripping processes. It was shown that plasma electrolytic technique is 25% more environmentally efficient than the chemical technique of the defective coating removal. It has been shown that the application of the plasma electrolytic technique is the most effective for stripping of multiphase coatings, while for simple coatings the efficiency of the both methods is similar.

Key words: protective coating, coating removal, plasma electrolytic technique, chemical technique, environmental efficiency, ISO 14000 standard.

Парфенов Евгений Владимирович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Теоретические основы электротехники» Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия.

Быбин Андрей Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Технология машиностроения» Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия, e-mail: anbybin@yandex.ru.

Невьянцева Римма Рахимзяновна – канд. хим. наук, доцент, доцент кафедры «Общая химия» Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия.

УДК 669.017:621.785

Л.А. ХАСАНОВА

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АЗОТИРУЕМЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ГТД

Установлена взаимосвязь показателей качества упрочненного слоя с эксплуатационными свойствами азотированных зубчатых колес, используя статистические методы оценки. Получены соответствующие статистические модели, которые позволяют оценить предел контактной выносливости и износостойкость в зависимости от твердости и толщины азотированного слоя. Для комплексной оценки качества и работоспособности азотированного слоя на зубчатом колесе с учетом твердости азотированной поверхности, твердости сердцевины и относительной толщины слоя предлагается использовать критерий качества (работоспособности) слоя, что позволит обоснованно выбирать определенное сочетание показателей качества слоя для получения требуемых эксплуатационных свойств азотированного слоя.

Ключевые слова: азотирование, зубчатые колеса, эксплуатационные свойства, контактная выносливость, износостойкость, статистический анализ, показатели качества слоя.

Введение

Накопленный опыт эксплуатации и испытаний серийных, опытных и проектируемых ГТД показывает, что к структурным составляющим, в значительной степени определяющим их безотказность и ресурс, относятся зубчатые передачи, силовая и кинематическая нагруженность которых обычно в 2–4 раза превышает принятые в общем машиностроении [1]. В конструктивном и технологическом отношении зубчатые колеса являются одними из наиболее сложных деталей двигателя [2], но, тем не менее, до настоящего времени методы оценки, прогнозирования и достижения заданных эксплуатационных характеристик зубчатых колес практически не разработаны [3]. Таким образом, в авиадвигателестроении решение вопросов, связанных с разработкой методов, средств оценки и обеспечения требуемых эксплуатационных параметров зубчатых колес является одним из перспективных направлений.

Анализ литературных и производственных данных [1 – 3, 6, 7] показывает, что необходимый комплекс эксплуатационных свойств азотируемых деталей обеспечивается за счет оптимального сочетания толщины и твердости азотируемого слоя. Эти характеристики являются основными показателями качества азотированного слоя, которые в значительной степени и определяют эксплуатационные характеристики азотируемых зубчатых колес.

Согласно ГОСТ 21354-87 [6] для азотированных зубчатых колес предел контактной выносливости можно оценить по соотношению: $\sigma_{Hlim} = 17HRC + 200$ ($\sigma_{Hlim} = 1050$ МПа). Однако во многих случаях

указанная зависимость не подтверждается, то есть не обеспечивается стабильное качество зубчатых колес.

В работах [8, 9] предлагается для более точной оценки и прогноза эксплуатационных характеристик поверхностного слоя зубчатых колес после ХТО учитывать влияние абсолютной h и относительной h/t толщины слоя, твердость поверхности HV_{Π} и сердцевины HV_c зуба.

Сложный и многофакторный характер взаимосвязи между эксплуатационными характеристиками и показателями качества упрочняемого слоя в данном случае делает практически невозможным использование аналитических методов, поэтому для решения данной задачи использовали метод статистического анализа, который успешно применяется для решения многих трудно-формализуемых задач.

Основная цель данной работы заключается в построении статистических моделей для оценки предела контактной выносливости и износостойкости азотируемых образцов в зависимости от показателей качества азотируемого слоя.

1. Экспериментальная часть

1.1. Исследование влияния толщины и твердости азотированного слоя на предел выносливости

В качестве исходных данных для статистического анализа использовали собственные производственные данные ОАО «НПО «Сатурн» и экспериментальные данные работ [1, 11, 12]. Для оценки влияния концентраторов напряжений исследования

выполняли на гладких и надрезанных образцах диаметром 7,5 мм надрез v-образной формы с углом 60° и глубиной 0,3 мм согласно ГОСТ 25.502–79. Азотирование образцов в зависимости от марки стали

производили при температуре $t = (520 - 540) ^\circ\text{C}$ в течение 48 – 60 ч.

Исходные данные для статистического анализа представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для статистического анализа влияния толщины h и твердости HV на предел выносливости σ_{Hlim} азотированного слоя

18X2H4BA				38ХНМФА				20ХНЗМФА			
h , мм	σ_{Hlim} , σ_{Hlimk} , МПа	HV_{II}	σ_{Hlim} , σ_{Hlimk} , МПа	h , мм	σ_{Hlim} , σ_{Hlimk} , МПа	HV_{II}	σ_{Hlim} , σ_{Hlimk} , МПа	h , мм	σ_{Hlim} , σ_{Hlimk} , МПа	HV_{II}	σ_{Hlim} , σ_{Hlimk} , МПа
0,08	570/300	550	570/280	0,06	580/280	600	580/380	0,04	600/480	550	570/430
0,12	600/340	560	580/300	0,08	590/320	620	590/320	0,10	660/570	560	580/450
0,16	620/400	580	590/300	0,10	610/380	650	600/400	0,20	700/580	580	590/480
0,20	680/470	600	600/320	0,12	630/420	670	620/410	0,30	700/585	600	600/500
0,24	680/480	610	620/380	0,20	680/480	670	630/450	0,35	690/580	610	620/520
0,28	675/500	620	640/400	0,32	680/480	700	650/470	0,40	688/576	620	640/530
0,30	676/500	630	650/510	0,36	680/478	720	665/474	0,45	686/575	650	670/550
0,38	680/510	648	665/420	0,38	679/480	723	668/476	0,50	687/576	680	680/560
0,40	680/510	650	670/500	0,40	678/480	725	670/476	0,60	688/575	700	700/570
0,45	660/510	660	676/470	0,44	670/476	740	680/480				
0,50	665/500	680	680/450	0,48	668/476	748	690/500				
0,60	660/500	700	700/500	0,50	668/476	750	700/520				
				0,52	665/474	755	705/525				
				0,58	665/476	760	710/540				
				0,60	650/475	780	720/550				

Примечание: через косую черту указаны предел выносливости гладких и надрезанных образцов

Анализ результатов, приведенных в табл. 1, показывает, что азотирование во всех случаях приводит к повышению предела выносливости, как на гладких, так и на надрезанных образцах. Однако следует отметить, что влияние надреза на уменьшение предела выносливости на сталях различно. Показателя чувствительности к надрезу K_H для стали 18X2H4BA составляет $K_H = 0,3 \pm 0,07$, для стали 38ХНМФА – $K_H = 0,279 \pm 0,05$ и для стали 20ХНЗМФА – $K_H = 0,185 \pm 0,02$. Меньшее значение K_H в последнем случае свидетельствует о меньшей чувствительности к надрезу стали 20ХНЗМФА.

В результате статистического одномерного корреляционного анализа по программе STATISTICA 6.0 были получены зависимости предела выносливости гладких (σ_{Hlim}) и надрезанных (σ_{Hlimk}) образцов из исследуемых сталей от толщины и твердости азотированного слоя.

$$\begin{aligned}\sigma_{Hlim} &= 411,2 + 1882,0h - 4669,0h^2 + 3566,0h^3; \\ \sigma_{Hlimk} &= 100,0 + 2836,0h - 6316,0h^2 + 4498,0h^3; \\ \sigma_{Hlim} &= 59,85 + 0,924HV_{II}; \\ \sigma_{Hlimk} &= 608,3 - 1,619HV_{II} \text{ для стали 18X2H4BA;} \\ \sigma_{Hlim} &= 500,9 + 1459,0h - 3632,0h^2 + 2728,0h^3; \\ \sigma_{Hlimk} &= 139,7 + 3019,0h - 8090,0h^2 + 6703,0h^3; \\ \sigma_{Hlim} &= 71,44 + 0,829HV_{II};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Hlimk} &= 328,4 - 1,121HV_{II} \text{ для стали 38ХНМФА;} \\ \sigma_{Hlim} &= 556,6 + 1325,0h - 3769,0h^2 + 3221,0h^3; \\ \sigma_{Hlimk} &= 444,3 + 1379,0h - 4008,0h^2 + 3478,0h^3; \\ \sigma_{Hlim} &= 73,54 + 0,898HV_{II}; \\ \sigma_{Hlimk} &= 51,91 - 0,911HV_{II} \text{ для стали 20ХНЗМФА.}\end{aligned}$$

Исследование влияния толщины и твердости поверхности азотированного слоя на предел выносливости показывает, что

– твердость поверхности оказывает линейное, прямопропорциональное влияние на предел выносливости образцов всех исследуемых сталей рис. 1, а, б, в. Следует отметить, что исследуемые значения твердости находились в рекомендуемых по ГОСТ 21354–87 пределах, при которых допустимое контактное напряжение при максимальной нагрузке не вызывает остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя;

– толщина азотированного слоя оказывает сложное влияние на предел выносливости. С ростом толщины слоя от 0,08 до 0,28 предел выносливости возрастает до определенного максимального значения на всех исследуемых сталях, затем не изменяется или незначительно снижается с дальнейшим увеличением толщины слоя.

Анализ графических зависимостей, приведенных на рис. 1 позволяет определить величину толщины и твердости азотированного слоя для дости-

жения максимально возможного или необходимого значения предела выносливости.

Так как эксплуатационный уровень предела выносливости формируется под взаимным влиянием

показателей качества азотированного слоя. Поэтому построенные однофакторные модели – парные уравнения регрессии – обычно оказываются недостаточными.

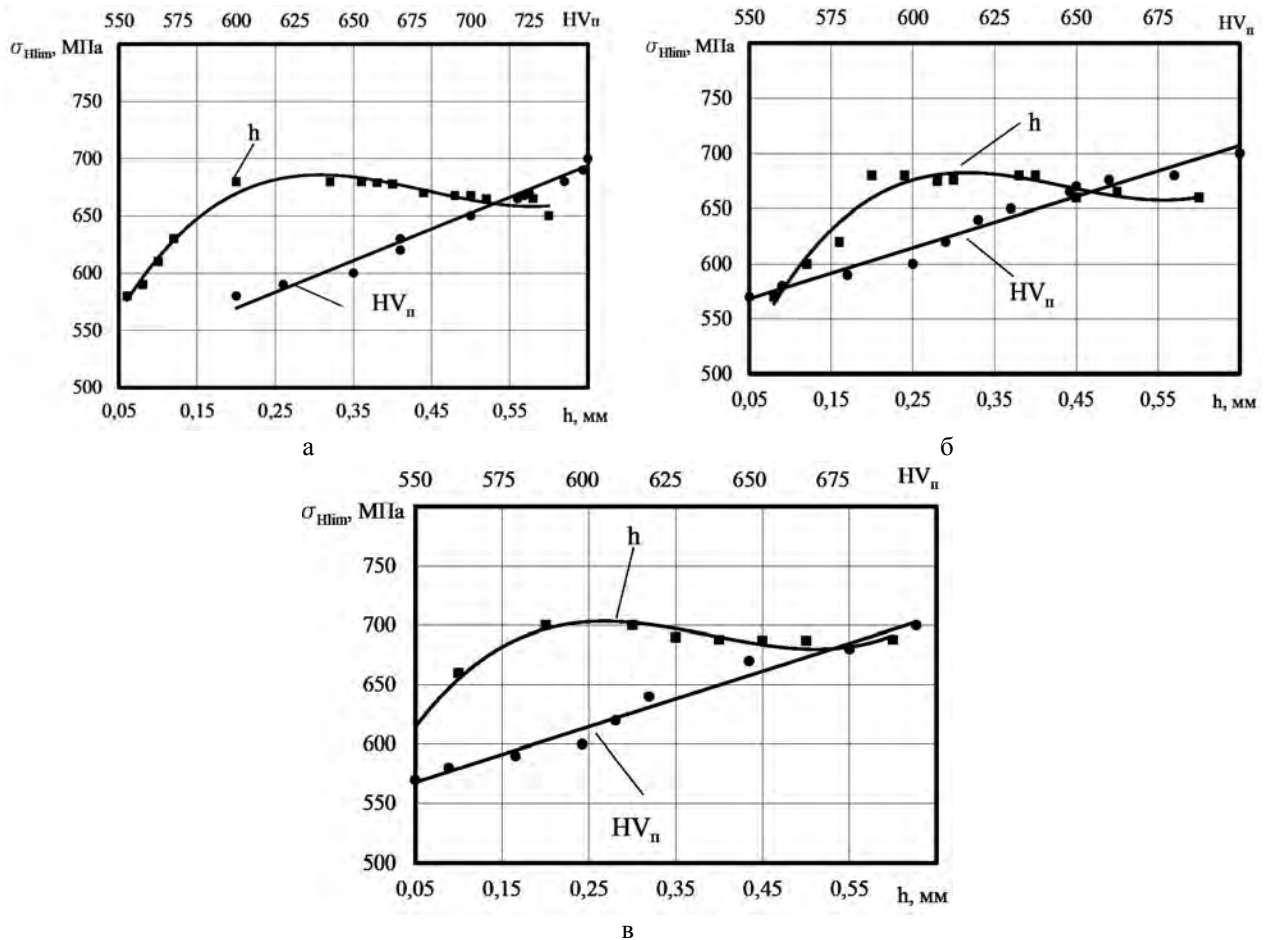


Рис. 1. Зависимость предела выносливости гладких образцов σ_{Hlim} от толщины h и твердости HV_{II} азотированного слоя

В связи с этим с помощью программы STATISTICA 6.0 была построена двухфакторная модель – уравнение линейной двухфакторной регрессии σ_{Hlim} , МПа = $f(HV_{II}, h)$ для сталей 38ХНМФА и 20ХНЗМФА (1) и (2):

$$\sigma_{Hlim}, \text{ МПа} = 206,73 + 0,344 \cdot h + 0,434 \cdot HV_{II} + 0,898 \cdot h \cdot HV_{II}, R^2 = 0,9898 \text{ (сталь 38ХНМФА);} \quad (1)$$

$$\sigma_{Hlim}, \text{ МПа} = 438,7 + 0,182 \cdot h + 0,214 \cdot HV_{II} + 0,3 \cdot h \cdot HV_{II}, R^2 = 0,9812 \text{ (сталь 20ХНЗМФА),} \quad (2)$$

где h – толщины азотированного слоя, мм; HV_{II} – твердость азотированного слоя.

Адекватность двухфакторной модели оценивали критерием Фишера F . Из уравнений регрессии (1) и (2) предел выносливости определяется в большей степени совместным влиянием показателей качества азотированного слоя, чем по отдельности.

Анализ производственных данных ОАО «НПО

«Сатурн» показывает, что использование в качестве показателей твердость и толщину азотированного слоя не обеспечивает стабильного качества зубчатых колес.

Для комплексной оценки качества и работоспособности азотированного слоя на зубчатом колесе с учетом твердости слоя (HV_{II}) и сердцевины (HV_c) и относительной толщины (h/r) слоя предлагается использовать критерий качества (работоспособности) слоя (3):

$$K_p = \frac{HV_{II} - HV_c}{HV_c} \cdot \frac{h}{r}. \quad (3)$$

Такой подход позволит в количественной форме оценить свойства материала изделия в том объеме, который в данных условиях испытания или работы нагружен наиболее интенсивно. В какой-то мере это оценка соответствия поля сопротивления материала детали полю нагружения.

Регрессионные зависимости предела выносливости от критерия работоспособности:

$$38\text{XHM}\Phi\text{A}: \sigma_{\text{Hlim}} = 812,72 + 60,623 \cdot \ln(K_p); \quad (4)$$

$$20\text{XHM}\Phi\text{A}: \sigma_{\text{Hlim}} = 826,08 + 54,886 \cdot \ln(K_p). \quad (5)$$

1.2. Исследование влияния толщины и твердости азотированного слоя на износостойкость

Долговечность зубчатых колес во многом определяется состоянием их поверхности и в первую очередь её износостойкостью.

В настоящее время не установлено определенного влияния показателей качества азотированного слоя на износостойкость деталей. В связи с этим исследовали одну из самых распространенных характеристик качества и работоспособности азотированного слоя – износостойкость в зависимости от толщины и твердости упрочненного слоя.

Для статистической оценки величины износостойкости сталей от толщины и твердости азотированного слоя использовали производственные и экспериментальные данные работ [1, 13]. Исходные данные для статистического анализа представлены в табл. 2.

Таблица 2

Исходные данные для статистического анализа влияния толщины и твердости азотированного слоя на интенсивность изнашивания

Скорость изнашивания от толщины слоя		Скорость изнашивания от твердости слоя	
Сталь 18Х2Н4ВА			
h, мм	I _h ·10 ⁶ мкм/мин	HV _п	I _{HVп} ·10 ⁶ мкм/мин
0,015	145	400	42
0,030	104	470	50
0,067	67	500	45
0,080	63	560	52
0,090	58	570	52
0,100	54	600	36
0,110	42	670	34
0,200	32	700	30
0,250	28	720	25
0,500	20	750	20

Результаты этого анализа, полученные по программе STATISTICA 6.0 однофакторные корреляционные зависимости от толщины (h) и твердости (HV) азотированного слоя:

$$V_h \cdot 10^6 = 13,04 \cdot h^{-0,58}, \quad (6)$$

$$V_{\text{HV}} \cdot 10^6 = 47,74 + 0,085 \cdot \text{HV}_n - 0,00018 \cdot \text{HV}_n^2 \quad (7)$$

Заключение

Практическая значимость статистической оценки влияния показателей качества азотированного слоя заключается в возможности использования полученных статистических зависимостей для прогнозирования эксплуатационных свойств азотированных деталей.

Предложенный критерий качества (работоспособности) K_p позволит конструктору обоснованно и целенаправленно, не снижая требований по прочности и долговечности, изменять значения показателей упрочнения деталей: снижать или повышать твердость и толщину азотированного слоя, что позволит создать надежную основу для стабилизации эксплуатационных свойств зубчатых колес на требуемом высоком уровне.

Литература

1. Теория и технология азотирования / Ю.М. Лахтин, Я.Д. Коган, Г.-И. Шпис, З. Бомер. – М.: Металлургия, 1991. – 320 с.
2. Чаттерджи-Фишер Р. Азотирование и карбонитрирование: пер. с нем. / Р. Чаттерджи-Фишер, Ф.В. Эйзелл, Р.И Хоффман. – М.: Металлургия, 1990. – 279 с.
3. Ионная химико-термическая обработка сплавов / Б.Н. Арзамасов, А.Г. Братухин, Ю.С. Елисеев, Т.А. Панайоти. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 400 с.
4. Тескер Е.И. Контактная прочность цементованных и нитроцементованных зубчатых колес / Е.И. Тескер // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1988. – № 2. – С. 6-12.
5. Влияние силовых и геометрических параметров теоретически точного контакта поверхности упрочненных зубчатых передач на выбор характеристик упрочненного слоя / В.Н. Короткин, Ю.Д. Харитонов, Н.П. Онишков, И.А. Нахимович // Упрочняющие технологии и покрытия – 2008. – № 8. – С. 42-49.
6. ГОСТ 21354–87. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125 с.
7. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки / В.М. Зинченко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 303 с.
8. Структурные параметры и критерии оценки прочности и долговечности / В.А. Оловянный, В.М. Зинченко, Б.В. Георгиевская, В.В. Кузнецов // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1989. – № 8. – С. 42-45.
9. Боголюбова И.В. Исследование механизма разрушения образцов из стали 12Х2Н4А в зависимо-

сти от режимов химико-термической и термической обработки / И.В. Боголюбова, Б.В. Георгиевская, В.М. Зинченко // *Металловедение и термическая обработка металлов*. – 1988. – № 6. – С. 2-4.

10. Жуков А.А. Статистический анализ влияния химического состава сталей на показатели качества азотированного слоя / А.А. Жуков, Л.А. Щапова // *Упрочняющие технологии и покрытия*. – 2007. – № 3. – С. 48-52.

11. Солодкин Г.А. Прогнозирование предела выносливости сталей, упрочненных химико-термической обработкой / Г.А. Солодкин, Г.М. Волков, Л.Я. Ратгауз // *Металловедение и термическая*

обработка металлов. – 1989. – № 8. – С. 37-41.

12. Технология производства авиационных двигателей: Монография / В.А. Богуслаев, А.Я. Качан, В.Ф. Мозговой, Е.Я. Корневский. – Запорожье: Изд-во комплекс ОАО «Мотор Сич», 2000. – Т. 1. – 945 с.

13. Суслов А.Г. Направления работ брянской технологической школы по решению проблемы «Обеспечения и повышения качества изделий машиностроения и технологической оснастки» / А.Г. Суслов // *Справочник. Инженерный журнал. Приложение*. – 2004. – № 11. – С. 2-5.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, ведущий специалист В.М. Самойленко, Лыткаринский машиностроительный завод (ЛМЗ), Лыткарино, Россия.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АЗОТУЄМИХ ЗУБЧАТИХ КОЛІС ГТД

Л.О. Хасанова

Встановлений взаємозв'язок показників якості зміцненого шару з експлуатаційними властивостями азотованих зубчатих коліс, використовуючи статистичні методи оцінки. Отримані відповідні статистичні моделі, які дозволяють оцінити межу контактної витривалості і зносостійкість залежно від твердості і товщини азотованого шару. Для комплексної оцінки якості і працездатності азотованого шару на зубчатому колесі з урахуванням твердості азотованої поверхні, твердості серцевини і відносної товщини шару пропонується використовувати критерій якості (працездатності) шаруючи, що дозволить обґрунтовано вибрати певне поєднання показників якості шаруючи для набуття необхідних експлуатаційних властивостей азотованого шару.

Ключові слова: азотування, зубчаті колеса, експлуатаційні властивості, контактна витривалість, зносостійкість, статистичний аналіз, показники якості шаруючи.

IMPROVED SERVICE PROPERTIES OF GAS-TURBINE ENGINE NITRATED GEAR WHEELS

L.A. Khasanova

On the basis of the statistical analysis the correlation to parameters of hardened layer quality with service properties of nitrated gear wheels are received that will allow most is proved to choose the certain combination of parameters of quality of a layer for reception of demanded service properties of the nitrided layer.

Key words: nitriding, gear wheels, service properties, endurance limit, wear resistance, the statistical analysis, parameters of layer quality.

Хасанова Лейла Александровна – канд. техн. наук, ведущий инженер Управления главного металлурга ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, e-mail: leyla.khasanova@yandex.ru.

УДК 621.74

Г.В. СНЕЖНОЙ

*Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина***КОНТРОЛЬ КОЛИЧЕСТВА δ -ФЕРРИТА В СТАЛЯХ ТИПА 18-10 МЕТОДОМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАПРОЦЕССНОЙ МАГНИТНОЙ ВОСПРИИМЧИВОСТИ**

Экспериментально установлена количественная линейная зависимость δ -феррита от парапроцессной магнитной восприимчивости аустенитных хромоникелевых сталей. Полученная зависимость может быть положена в основу для разработки нового магнитометрического метода определения объемного содержания δ -феррита в сталях по парапроцессной магнитной восприимчивости. Результаты исследований представляют интерес для определения корреляции между количеством ферритной фазы и служебными свойствами промышленных аустенитных хромоникелевых сталей, что представляет большое практическое значение.

Ключевые слова: аустенитная хромоникелевая сталь, δ -феррит, аустенит, магнитная восприимчивость.

Введение

Аустенитные хромоникелевые стали представляют наиболее широко распространенную группу коррозионностойких сталей, которые также обладают жаростойкостью и жаропрочностью при умеренных температурах. При исследовании аустенитных сталей уделяется значительное внимание определению количества ферритной фазы в связи с ее влиянием на коррозионные и механические свойства. Присутствие даже незначительного количества этой фазы в стали противостоит развитию процесса межкристаллитной коррозии, вследствие которой возникает падение пластичности. Поэтому определение количества α -фазы, особенно низких содержаний, имеет большое практическое значение.

Существует много разных методов определения количества α -фазы сталей, фиксирующих ее присутствие начиная с 1...2%. При этом проблематично контролировать весьма низкое содержание α -фазы в пределах 0,005...5,0%. Один из них более точный – магнитометрический метод, учитывающий намагниченность парамагнитной матрицы (аустенита) [1].

В данной работе предлагается новый метод определения низких содержаний α -фазы (δ -феррита) сталей типа 18-10 по парапроцессной магнитной восприимчивости.

1. Материал и методика эксперимента

Опыты проводили на образцах, вырезанных из горячекатаных трубных заготовок диаметром 130...170 мм с разным количеством альфа-фазы

(δ -ферритовой составляющей) по сечению. Вдоль радиуса каждой заготовки механическим способом вырезали образцы размером 2х2х2 мм³, а их поверхность химично электрополировалась с целью снятия поверхностных напряжений. Эталоны стали подбирались близкими за их химическим составом, кроме Ni (табл. 1).

Таблица 1
Химический состав эталонных хромоникелевых аустенитных сталей

№ стали	Марка стали	Содержание легирующих элементов, % мас.					
		C	Cr	Ni	Ti	Mn	Si
1	10X18H12T	0,10	17,90	11,20	0,48	1,35	0,55
2	05X18H10T	0,05	17,64	10,97	0,36	1,52	0,42
3	10X18H10T	0,10	17,50	10,65	0,48	1,26	0,36
4	11X18H10T	0,11	17,20	9,80	0,56	1,29	0,44
5	08X18H9T	0,08	17,30	8,85	0,53	1,30	0,40
6	09X18H9T	0,09	17,90	8,50	0,58	1,46	0,43

2. Результаты и их обсуждение

Если представить промышленную аустенитную сталь типа 18-10 как смесь двух сред: α -фазы – ферромагнитная среда и γ -фаза – парамагнитная среда, то общая намагниченность насыщения I будет равна сумме намагниченности этих фаз:

$$I = I_f + I_0, \quad (1)$$

где I_f и I_0 – соответственно намагниченности насыщения ферромагнитной и аустенитных сред.

В [2] рассматривается закон приближения намагниченности к насыщению для хромоникелевых

аустенитных сталях в виде:

$$I = I_s + \vartheta_p \cdot H + \vartheta_0 \cdot H = I_s + (\vartheta_p + \vartheta_0) \cdot H, \quad (2)$$

где ϑ_p и ϑ_0 – объемные магнитные восприимчивости парапроцесса и аустенита; H – напряженность магнитного поля.

Переходя к удельной намагниченности, получим:

$$\sigma = \sigma_m + \chi_p \cdot H + \chi_0 \cdot H, \quad (3)$$

где σ – общая удельная намагниченность исследуемого образца; σ_m – ферромагнитная составляющая удельной намагниченности насыщения образца; χ_p – парапроцессная составляющая удельной восприимчивости образца; χ_0 – парамагнитная составляющая (за счет аустенита) удельной восприимчивости образца.

Из формулы (3) общая удельная магнитная восприимчивость образца:

$$\chi = \frac{\sigma_m}{H} + (\chi_p + \chi_0) = \frac{\sigma_m}{H} + \chi_\infty, \quad (4)$$

где

$$\chi_\infty = \chi_p + \chi_0 \quad (5)$$

результатирующая удельной магнитной восприимчивости парапроцесса χ_p и парамагнитной составляющей χ_0 удельной магнитной восприимчивости образца. Воспользуемся формулой (5) для нахождения количества δ -феррита методом определения парапроцессной магнитной восприимчивости χ_p . При достаточно сильных постоянных магнитных полях, в нашем случае от 2.0 до $6.0 \cdot 10^5$ А/м, зависимость $\chi = f(1/H)$ для сталей типа X18H10T является линейной [2].

Сталь 10X18H12T (№1) парамагнитна, для нее $\chi_p = 0$ (отсутствует δ -феррит), $\chi_0 = \chi_\infty$. Поэтому зависимость $\chi(1/H)$ является горизонтальной линией.

На рис. 1 показаны экспериментальные зависимости удельной магнитной восприимчивости образцов № 1...№ 7 стали 05X18H10T (№ 2, табл. 1) от обратной напряженности магнитного поля H . Аналогичный вид имеют зависимости $\chi(1/H)$ для всех образцов оставшихся сталей (№ 3...№ 6).

Экстраполируя $(1/H) \rightarrow 0$ до пересечения с осью χ , определяем соответственно для всех образцов сталей № 2...№ 6 значения χ_∞ (табл. 2). Количество δ -феррита P_α в этих образцах находим магнетометрическим методом [3] и заносим в табл. 2.

Для нахождения χ_0 выбираем один из двух вариантов: либо по данным табл. 2 строим зависи-

мость χ_∞ от P_α и экстраполируем $P_\alpha \rightarrow 0$ до пересечения с осью χ_∞ , либо воспользуемся кривой зависимости χ_0 от содержания Ni, заимствованной из [1]. На рис. 2 показана эта зависимость χ_0 от содержания Ni.

Таблица 2

Параметры χ_∞ , χ_0 , χ_p и P_α в образцах эталонных сталей №1...6 типа X18H10T

№, марка стали	№ образцов	χ_∞ , 10^{-8} м ³ /кг	χ_0 , 10^{-8} м ³ /кг	χ_p , 10^{-8} м ³ /кг	P_α %
1 10X18H12T	1	2,80	2,80	0	0
	2	2,80	2,80	0	0
	3	2,80	2,80	0	0
	4	2,80	2,80	0	0
	5	2,80	2,80	0	0
	6	2,80	2,80	0	0
	7	2,80	2,80	0	0
2 05X18H10T	1	3,40	3,20	0,20	0,03
	2	3,44	3,20	0,24	0,04
	3	3,60	3,20	0,40	0,06
	4	3,75	3,20	0,55	0,08
	5	3,90	3,20	0,70	0,10
	6	4,15	3,20	0,95	0,13
	7	4,50	3,20	1,30	0,17
3 10X18H10T	1	5,67	4,00	1,67	0,08
	2	6,20	4,00	2,20	0,12
	3	6,85	4,00	2,85	0,18
	4	7,50	4,00	3,50	0,22
	5	8,30	4,00	4,30	0,24
	6	8,50	4,00	4,50	0,26
	7	9,20	4,00	5,20	0,33
4 11X18H10T	1	10,40	6,10	4,30	0,29
	2	12,30	6,10	6,20	0,42
	3	17,30	6,10	11,20	0,78
	4	18,00	6,10	11,90	0,87
	5	19,00	6,10	12,90	0,96
	6	21,70	6,10	15,60	1,12
	7	22,90	6,10	16,80	1,20
5 08X18H9T	1	38,00	10,00	28,00	2,13
	2	42,90	10,00	32,90	2,46
	3	43,50	10,00	33,50	2,54
	4	47,40	10,00	37,40	2,83
	5	49,00	10,00	39,00	2,92
	6	50,30	10,00	40,30	3,10
	7	58,40	10,00	48,40	3,63
6 09X18H9T	1	35,30	15,00	20,30	1,24
	2	39,20	15,00	24,20	1,50
	3	53,40	15,00	38,40	2,12
	4	59,30	15,00	44,30	2,63
	5	65,20	15,00	50,20	3,10
	6	74,80	15,00	59,80	3,60
	7	83,90	15,00	68,90	4,20

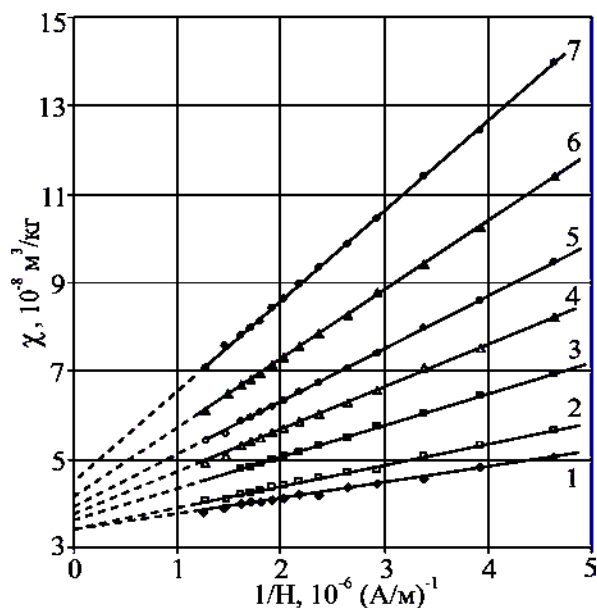


Рис. 1. Зависимость удельной магнитной восприимчивости χ образцов № 1...№ 7 стали 05X18H10T (№ 2) от обратной напряженности магнитного поля H

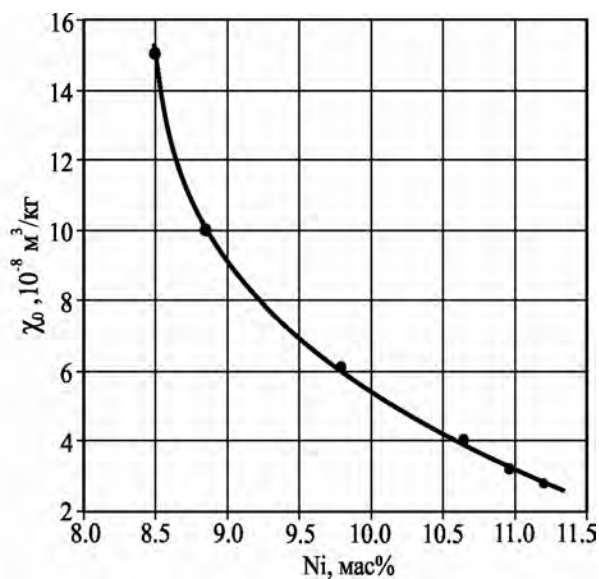


Рис. 2. Зависимость удельной магнитной восприимчивости χ_0 аустенита от содержания Ni в сталях типа X18H10T

Удельная магнитная восприимчивость аустенита соответственно для сталей №1...№6 равна $\chi_0=2,8, 3,2, 4,1, 6,1, 10,0, 15,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/\text{кг}$ (табл. 2 и рис. 2). Зная χ_∞ и χ_0 , по формуле (5) находим эталонные значения χ_p (табл. 2).

Количество δ -феррита в эталонных сталях (№ 2...№ 6) определяем по уже известным χ_p из построенных кривых $P_\alpha(\chi_p)$. На рис. 3, 4 приведены эти зависимости для весьма низких содержаний δ -феррита, соответственно для образцов № 1...№ 7

сталей 05X18H10T (№ 2) и 11X18H10T (№ 4). Аналогичный вид имеют $P_\alpha(\chi_p)$ и для всех образцов сталей (№ 3, № 5, № 6).

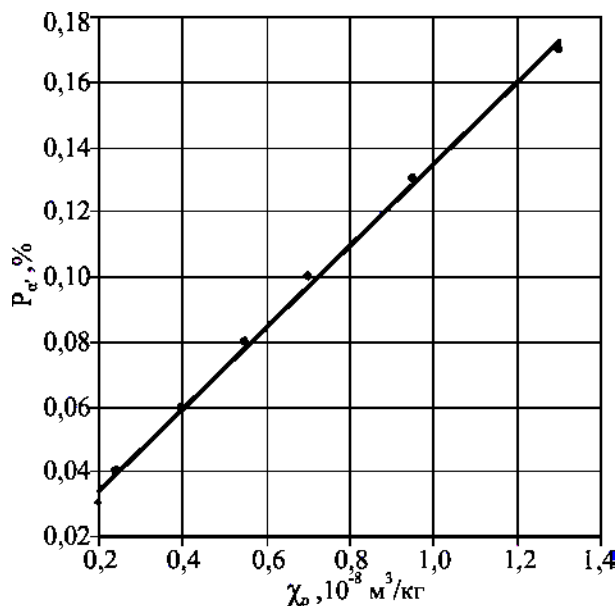


Рис. 3. Зависимость P_α от χ_p для образцов № 1...№ 7 стали 05X18H10T (№ 2)

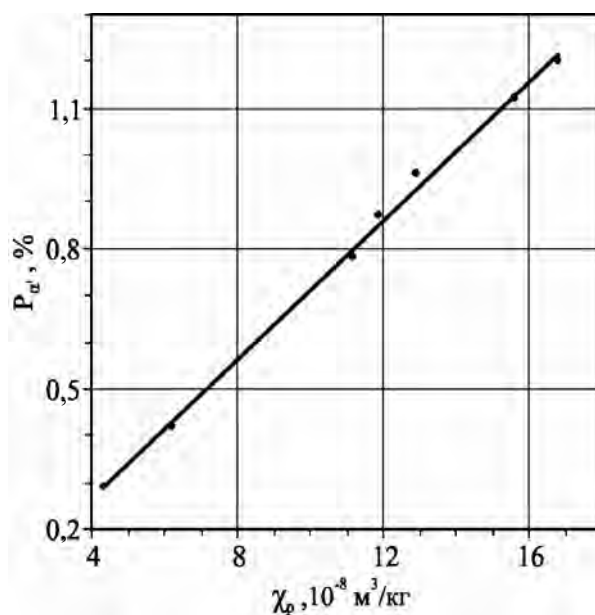


Рис. 4. Зависимость P_α от χ_p для образцов № 1... № 7 стали (№ 4)

На рис. 5 показана обобщенная зависимость количества δ -феррита P_α от величины удельной магнитной парапроцессной восприимчивости χ_p . Прямая 1 рис. 5 и служит для нахождения δ -феррита P_α в других аустенитных хромоникелевых сталях по найденным значениям χ_p .

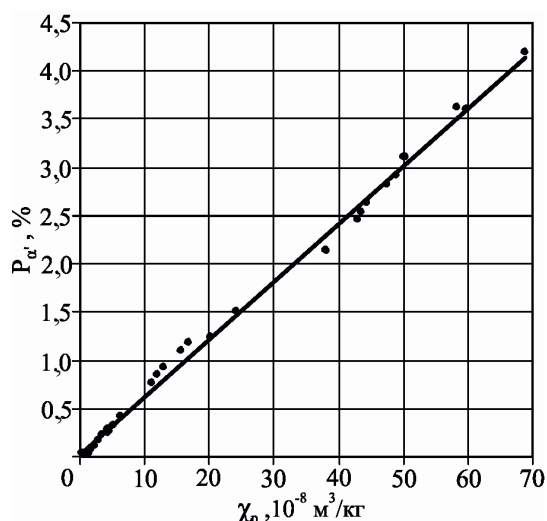


Рис. 5. Обобщенная зависимость P_α от χ_r для всех образцов эталонных сталей (№ 1...№ 6)

Выводы

Предложен новый магнитометрический метод определения количества δ -феррита в сталях типа

X18H10T по парапроцессной магнитной восприимчивости.

Литература

1. Сніжної Г.В. Залежність магнетованости аустеніту від концентрації нікелю в структурно нестабільних корозійностійких крицях / Г.В. Сніжної, В.Г. Мищенко, В.Л. Сніжної // *Металлофизика и новейшие технологии*. – 2010. – Т. 32, № 3. – С. 281-287.
2. Снежной В.Л. Определение низких содержания α -фазы в аустенитных хромоникелевых сталях и влияние магнитного поля на $\gamma \rightarrow \alpha$ превращения: автореф. дисс. ... канд. физ.-мат. наук: 01.04.07 / Снежной Валентин Лукьянович. – Днепропетровск: изд-во ДГУ, 1968. – 24с.
3. Снежной Г.В. Интегральный физический метод идентификации α -фазы в аустенитных хромоникелевых сталях / Г.В. Снежной, В.Г. Мищенко, В.Л. Снежной // *Литье и металлургия*. – 2009. – № 3 (52). – С. 241-244.

Поступила в редакцию 27.05.2011

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина.

КОНТРОЛЬ КІЛЬКОСТІ δ -ФЕРИТУ В СТАЛІ ТИПУ 18-10 МЕТОДОМ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАПРОЦЕСНОЇ МАГНІТНОЇ СПРИЙНЯТЛИВОСТІ

Г.В. Сніжної

Експериментально встановлена кількісна лінійна залежність δ -фериту від парапроцесної магнітної сприйнятливості аустенітних хромонікелевих сталей. Отримана залежність може бути покладена в основу для розробки нового магнітометричного методу визначення об'ємного вмісту δ -фериту в сталях за парапроцесною магнітною сприйнятливістю. Результати досліджень можуть бути корисними для визначення кореляції між кількістю феритної фази і службовими властивостями промислових аустенітних хромонікелевих сталей, що представляє велике практичне значення.

Ключові слова: аустенітна хромонікелева сталь, δ -ферит, аустеніт, магнітна сприйнятливість.

CONTROL THE NUMBER OF δ -FERRITE IN STEELS 18-10 METHOD FOR DETERMINING MAGNETIC SUSCEPTIBILITY PARAPROCESS

G.V. Snejzhnoi

Quantitative linear dependence of the δ -ferrite paraprocess susceptibility of austenitic chromium-nickel steel has been determined experimentally. The dependence obtained can be used as a basis for the development of new magnetometer method for determining the volume content of δ -ferrite in steels by the known pre-process susceptibility. The research results are of interest to determine the correlation between the amount of ferritic phase and the service properties of industrial austenitic chromium-nickel steel, that is of great practical importance

Key words: austenitic chromium-nickel steel, δ -ferrite, austenite, magnetic susceptibility.

Снежной Геннадий Валентинович – канд. физ.-мат. наук, доцент, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: snow@zntu.edu.ua.

УДК 691.793.7

М.Г. МАСЛЮКОВ, С.В. СЕРГЕЕВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОБ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЯХ НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ ДЕТОНАЦИОННО-ПЛАЗМЕННЫМ МЕТОДОМ

Рассматривается механизм магнитогазодинамического ускорения порошка в коаксиальном стволе. На основе математического моделирования были получены распределения параметров за волной детонации и значения скорости, температуры для исследуемой частицы. На основе данных математического моделирования были получены энергетические характеристики предложенного метода, которые на порядок выше, чем показатели для детонационного. Несмотря на такие высокие показатели, метод обладает массой минусов, по энергетическим затратам. Рассмотрев проблему энергозатрат, была предложена модифицированная схема, позволяющая более эффективно использовать затрачиваемую энергию.

Ключевые слова: покрытия, нанесение покрытий, ускорение частиц порошка, Т-слой, плазменный ускоритель.

Введение

По сравнению с существующими методами нанесения покрытий, газотермические методы, имеют ряд преимуществ, которые способствуют более широкому внедрению их в производство. Методу присуще: нанесения порошков различных составов (титана, керамики, пластмассы, композиционных порошков) получая покрытия с заданными физико-механическими свойствами; ограниченное тепловое воздействие; возможность нанесения слоев толщиной от 5 мкм до нескольких миллиметров, как на отдельных участках, так и по всей поверхности. Поэтому стоит не останавливаться на полученных результатах и идти дальше по направлению усовершенствования методов нанесения покрытий.

Детонационно-плазменное напыление

Рассмотрев существующие способы нанесения, покрытий, было принято решение о разработке нового метода. Основой стал детонационный метод, с увеличенными энергетическими характеристиками за счет подвода электрической энергии в зону детонации. Как известно от показателей энергии частиц напрямую зависит прочность и долговечность нанесенного покрытия. Для увеличения энергии частицы необходимо увеличить ее кинетическую энергию или же внутреннюю тепловую энергию. Но, как показывает практика, чрезмерное увеличение внутренней тепловой энергии приводит к образованию на подложке пористостей и быстрому ее окислению, что ухудшает адгезию следующего слоя наносимого

порошка. Потому целесообразней разгонять поток в ускорителе. Ускорение потока рабочего газа в канале ствола пушки, реализуется с помощью электродинамической силы Ампера, возникающей при взаимодействии магнитного поля, электрического тока протекающего через направляющие электроды коаксиального типа и собственным магнитным полем электрического тока, протекающего через плазму [1]. В этой схеме электроэнергия внешнего источника преобразуется в кинетическую энергию и, в принципе, здесь нет ограничений на скорость. За фронтом детонационной волны, проходящей через ускоритель, в зоне химической реакции, возникают благоприятные условия для ионизации и последующего образования плазмы. По плазменным слоям течет ток от внешнего источника напряжения и его взаимодействие с магнитным полем создает в плазме эффект плазменного поршня, толкающего газовый поток. Сильное гидромагнитное взаимодействие плазменного поршня с магнитным полем и газовым потоком приводит к известному магнитогазодинамическому эффекту, называемому Т-слоем. Т-слой является стабильной фазой развития перегретой неустойчивости и представляет собой высоко-точный дуговой разряд, в котором джоулева диссипация уравновешена радиационными потерями энергии. Кроме этого, на Т-слое устанавливается равновесие сил Ампера и перепада газодинамического давления. Таким образом, поток будет не только разогнан, но и подогрет до значительных температур, что непосредственно увеличит запас энергии частиц. Конструктивная схема представлена на рис. 1.

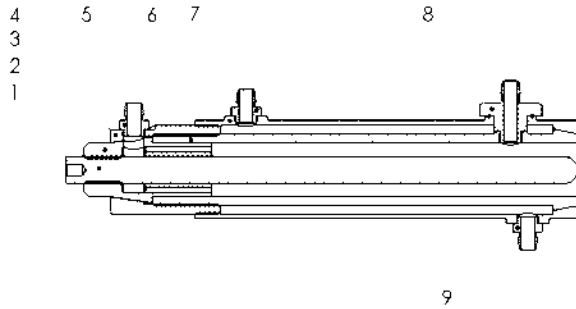


Рис. 1. Схематическая конструкция плазменного ускорителя:

- 1 – центральный электрод (катод); 2 – изолятор;
- 3 – заглушка; 4 – штуцер подачи рабочего газа;
- 5 – электрод-ствол(анод); 6 – кожух охлаждения;
- 7 – штуцер входа системы охлаждения;
- 8 – штуцер подачи порошка; 9 – штуцер выхода системы охлаждения

В качестве исходной горючей смеси была использована кислородно-водородная смесь. После моделирования магнетогазодинамических процессов [2] в ускорителе, были получены распределения термодинамических параметров по всему стволу. Используя которые, покажем ускорение и нагрев частицы в процессе детонации и вылета ее из ствола [3]. Рис. 2 иллюстрирует процесс захвата и ускорения частицы порошка потоком газа. L – длина ствола, S – место загрузки порошка, X_n – перемещение частицы, V_n – скорость частицы, U_n – скорость потока продуктов детонации в точке взаимодействия с частицей, U_3 – скорость продуктов детонации за волной химической реакции.

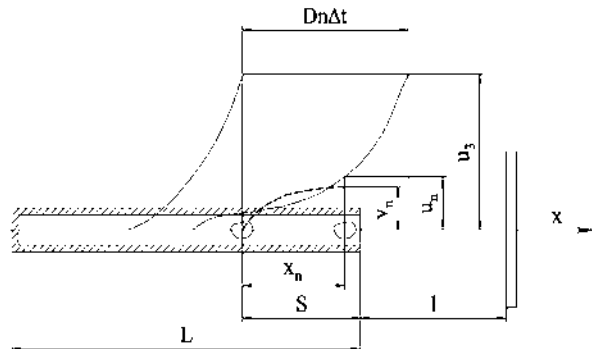


Рис. 2. Схема ускорения частицы порошка к моменту $n\Delta t$

По результатам математического моделирования, частица из стали 45, диаметром 30 мкм, на момент вылета из ствола, достигла скорости в 2500 м/с и средней температуры, в 1385°K. По полученным данным найдем энергию частицы из уравнения

$$E = \frac{4}{3} \pi r^3 \rho \left(c d T + \frac{v^2}{2} \right). \quad (1)$$

Полученные значения энергии составляют $E = 4,6E-10^4$ Дж. Для сравнения приведём значения

энергии частицы для детонационного метода $E = 5,2E-10^5$ Дж. Как видно, показатели энергии магнетогазодинамического и детонационного методов, отличаются почти на порядок. Для получения таких показателей энергии, необходимы большие значения импульсного тока, для этого будем использовать конденсаторные батареи [4]. Энергию, необходимую затратить на ускорения частиц порошка, определяется из выражения $E = CU^2/2$. Согласно расчетным значениям емкости конденсатора (4000 мкф) и напряжения на его обкладках (5000 В), затрачиваемая энергия на ускорение составит 50 кДж. Найдем массу загружаемого порошка, исходя из допущения на детонацию в двухфазной среде, гласящее, что принятое расстояние между соседними частицами должно быть не менее 10 диаметров. Известно, что подача порошка осуществляется на расстоянии 10% общей длины, от среза ствола, т.е. 10% объем ствола. Через соотношение объема газа и частиц, определим количество последних:

$$E = \frac{0,1l\pi(R_a^2 - R_k^2)}{\frac{4}{3}\pi(r + 20r)^3}, \quad (2)$$

где l – длина ствола; R_a, R_k – радиусы анода и катода соответственно, r – радиус частицы порошка. Масса загружаемого и наносимого на поверхность детали порошка, будет равно произведению массы частицы на их количество $m_{pwd} = (4/3)N_q\pi r^3\rho$ и составит 0,234 грамм.

У представленной схемы ускорителя есть существенный недостаток. Для получения нужных ускорений, необходимо применять ток разряда в 100кА, т.к. ускоряющая сила Ампера пропорциональна квадрату тока и при $I < 1000$ А роль силы Ампера становится меньше, чем газокINETическое давление, потому ускоритель превратится в обычный плазматрон. Чтобы увеличить эффективность ускорителя при малых мощностях, в рабочем канале создают внешнее магнитное поле с помощью катушки индуктивности (рис. 3).

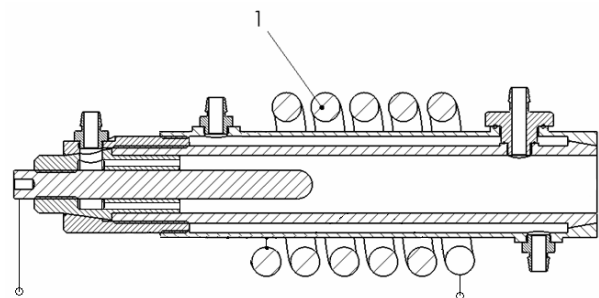


Рис. 3. Ускоритель с дополнительной катушкой(1) индуктивности в осевом разрезе

Импульс разрядного тока порождает осевой магнитное поле, которое индуцирует радиусные токи, и те в свою очередь порождают свое магнитное поле, взаимодействующее с полем катушки, стремясь втянуть токовую область в центр соленоида. Пройдя центральное положение соленоида, магнитное поле начнет наоборот тормозить поток, стремясь втянуть поток обратно в центр. Для предотвращения такого эффекта, необходимо использовать емкость конденсаторов, чтоб хватало разряда только до этого момента прохождения середины соленоида, или же укоротить катод до нужной длины (рис. 3). Тем самым получим дополнительное ускорение за счет полей самоиндукции

Заключение

Теоритическое изучение нового предложенного метода нанесения покрытий, показало интересные результаты для дальнейшего исследования в этом

направлении. Также были показаны недостатки, связанные с представленной схемой и предложены пути их решения. В дальнейшем планируется дальнейшей изучить явления, происходящие в Т-слое, для получения достоверных результатов.

Литература

1. Тамм И.Е. Основы теории электричества / И.Е. Тамм. – М.: Наука, 1957. – 620 с.
2. Самарский А.А. Разностные методы в решении задач газовой динамики / А.А. Самарский, У.П. Попов. – М.: Наука, 1992. – 424 с.
3. Шоршоров М.Х. Физико-химические основы детонационно-газового напыления покрытий / М.Х. Шоршоров, Ю.А. Харламов. – М.: Наука, 1978. – 227 с.
4. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники: Электрические цепи / Л.А. Бессонов. – М.: Высш. шк., 1978. – 528 с.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зам. директора по научной работе А.Я. Мовшович, НПП “Оснастка”, Харьков, Украина.

ПРО ЕНЕРГЕТИЧНІ МОЖЛИВОСТІ НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТІВ ДЕТОНАЦІЙНО-ПЛАЗМОВИМ МЕТОДОМ

М.Г. Маслюков, С.В. Сергеев

Розглядається механізм магнітогазодинамічні прискорення порошку в коаксіальному стовбурі. На основі математичного моделювання були отримані розподілу параметрів за хвилиною детонації і значення швидкості, температури для досліджуваної частинки. На основі даних математичного моделювання були отримані енергетичні характеристики запропонованого методу, які на порядок вище, ніж показники для детонаційного. Незважаючи на такі високі показники, метод має масу мінусів, з енергетичних витрат. Розглянувши проблему енерговитрат, була запропонована модифікована схема, що дозволяє більш ефективно використовувати затрачену енергію.

Ключові слова: покриття, нанесення покриттів, прискорення частинок порошку, Т-шар, плазмовий прискорювач.

THE ENERGY THE POSSIBILITY OF COATINGS DETONATION PLASMA METHOD

M. G. Maslyukov, S. V. Sergeev

The mechanism of acceleration magnetogasdynamic powder in coaxial barrel. Based on mathematical modeling of the distribution parameters were obtained for the detonation wave and the values of velocity, temperature of the investigated particles. On the basis of mathematical modeling energy characteristics were obtained by the proposed method, which is much higher than the rates for detonation. Despite these high rates, the method has a mass of cons on energy costs. Consider the problem of energy, was proposed a modified scheme, allowing more efficient use of energy expended.

Key words: coating, coating, accelerating the powder particles, the T-layer, plasma accelerator.

Маслюков Михаил Геннадиевич – инженер 3 категории кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: maslyukov@inbox.ru.

Сергеев Сергей Валерьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: sergeyev72@gmail.com.

УДК 621.9.06-529:004.032.2:004.94

В.В. КОМБАРОВ, Е.А. АКСЕНОВ, Е.В. КОМБАРОВА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ОБРАБОТКА ДАННЫХ ПРИ ВЫЧИСЛЕНИИ СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ В КОНТУРЕ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ СИСТЕМЫ ЧПУ

Одним из наиболее важных параметров, определяющих точность обработки, является точное определение параметров перемещения: положение, скорость, ускорение. Шумы, присутствующие в данных положения, значительно влияют на точность определения скорости и ускорения. Рассмотрены методы сглаживания, обеспечивающие наилучшее подавление шума в условиях ограничения вычислительных ресурсов системы ЧПУ. Методы экспоненциального сглаживания, простого и взвешенного скользящего среднего обеспечивают снижение уровня шума от 8,5 до 12,74 раза. Наилучшие результаты сглаживания показал метод взвешенного скользящего среднего.

Ключевые слова: ЧПУ, скорость, ускорение, шум квантования, экспоненциальное сглаживание, скользящее среднее.

Введение

Применение в контуре управления положением органов станка пропорционального интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора с дополнительными корректирующими звеньями по скорости и ускорению позволяет обеспечить высокую точность позиционирования при высокоскоростной обработке. Одним из основных факторов, определяющих эффективность применения такого регулятора, является точность данных о скорости и ускорении рабочих органов, полученных по данным обратной связи по положению. В работе показано, что при управлении органами станка с учетом скорости и ускорения необходимо обеспечить разрядность определения положения порядка $10^{-5} \dots 10^{-6}$ мм. Получение соответствующей разрядности невозможно за счёт увеличения дискретности датчика положения. Предельное увеличение дискретности датчиков позволяет обеспечить разрядность измерения положения порядка $10^{-3} \dots 10^{-4}$ мм.

Целью исследования является определение возможности достижения требуемой разрядности данных при вычислении скорости и ускорения в контуре обратной связи по положению за счет применения алгоритмической обработки данных без изменения дискретности датчиков положения. Исследования проведены на примере обработки экспериментальных данных, полученных при управлении органами станка 16K20Ф3 с системой ЧПУ на базе персонального компьютера. Управление осуществлялось с частотой цикла 1 кГц. Дискретность датчика положения 0,001 мм.

Для достижения поставленной цели проведены

оценка погрешности квантования данных положения, скорости и ускорения; фильтрация экспериментальных данных с применением различных методов. Выполнена оценка методов фильтрации по критерию качества сигнала, обеспечивающего наилучшие результаты фильтрации при минимальном запаздывании отфильтрованного сигнала.

1. Погрешность квантования данных в СЧПУ

Фактическое положение рабочих органов станка, измеряемое дискретным датчиком, является квантованной величиной. Одной из составляющих погрешности измерения квантованной величины является шум квантования $e(t)$

$$e(t) = F[d(t)] - d(t), \quad (1)$$

где $d(t)$ – входной сигнал датчика; $F[\bullet]$ – передаточная функция датчика.

Абсолютный уровень шума квантования определяется величиной дискреты датчика. Для измерения положения погрешность в 1 дискрету (d) является приемлемой. Максимальные значения скорости и ускорения для станка 16K20Ф3 могут достигать 150 д/такт и 2,1 д/такт² соответственно [1]. При вычислении скорости и ускорения по данным положения, величина шума квантования составляет 1,33% и 190,5 % от максимального значения скорости и ускорения соответственно. Глубина регулирования привода составляет 10000, то есть, привод чувствителен к изменению сигнала на 0,01% от максимального значения задания. При такой чувствительности привода полученные величины оценки шума квантования скорости и ускорения являются недопустимыми.

Фактический разброс значений скорости и ускорения превышает оценку шума квантования. Величина ускорения полученная по данным положения без предварительной обработки составляет $\pm 7 \text{ d/такт}^2$ (рис. 1), что составляет 330% от величины максимального ускорения. Столь высокая величина погрешности определения ускорения обусловлена тем, что помимо шума квантования в погрешности присутствуют составляющие, зависящие от неравномерности нанесения меток датчика, смещения оси измерительного диска датчика, механических люфтов в системе измерения и погрешности частоты опроса датчика.

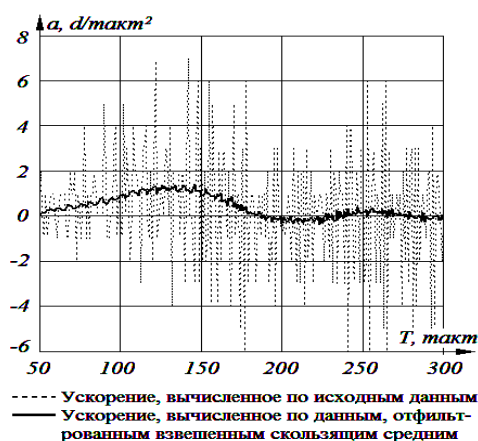


Рис. 1. Изменение фактического ускорения

Простейший способ минимизировать погрешность, вызванную шумами различного происхождения – выполнять фильтрацию данных, получаемых с датчика. Выполнение преобразования данных как функции времени в частотной области сигнала связано со значительными затратами вычислительных ресурсов. Следует выбирать методы обработки, выполняющие преобразование данных непосредственно как функции времени.

Фильтрацию сигнала, в результате которой подавляется высокочастотная составляющая, принято называть сглаживанием.

2. Экспоненциальное сглаживание

Одним из простейших и распространённых методов фильтрации временного ряда является метод экспоненциального сглаживания

$$y_i = y_{i-1} + \alpha (x_i - y_{i-1}), \quad (2)$$

где y_i – сглаженный ряд; x_i – исходный ряд; α – коэффициент сглаживания ($0 < \alpha < 1$).

Простота вычислений обеспечивается за счёт применения рекуррентного соотношения, при котором последующий член ряда выражается через предыдущий. Каждый член ряда учитывает значения всех предыдущих, но при его вычислении выполня-

ется ограниченное количество математических операций.

Недостаток метода экспоненциального сглаживания заключается в том, что при монотонном возрастании (спадании) ряда наблюдается занижение (завышение) результата. Однако, при вычислении производных (скорости и ускорения) величина отклонения становится несущественной.

Подбором коэффициента α (формула (2)) обеспечивается оптимальное соотношение между степенью сглаживания и временем запаздывания. Результат сглаживания данных при различных значениях коэффициента α приведен на рис. 2. Для численной оценки качества сглаживания используем величины времени запаздывания сглаженного сигнала t_3 и среднеквадратического отклонения величины шума $\sigma_{ш}$. Среднеквадратическое отклонение величины шума $\sigma_{ш}$ рассчитываем для временного ряда величины ускорения в установившемся режиме (рис. 3).

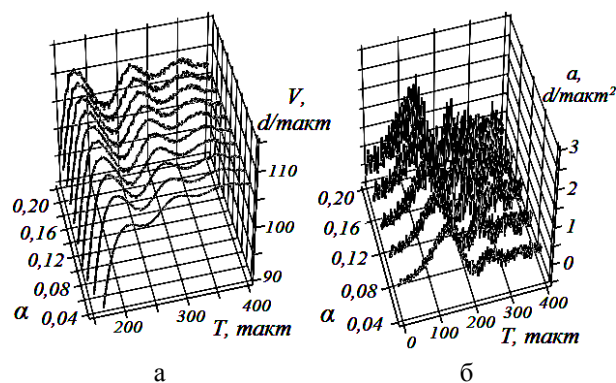


Рис. 2. Скорость (а) и ускорение (б), полученные после экспоненциального сглаживания исходных данных

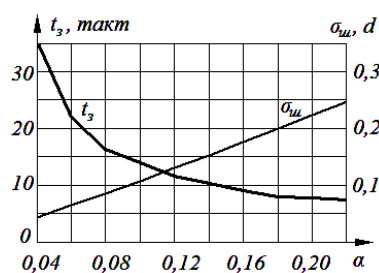


Рис. 3. Критерии оценки качества сглаживания

3. Взвешенное скользящее среднее

Фильтр с бесконечной импульсной характеристикой имеет теоретически бесконечное время установления выходного сигнала при изменении входного сигнала [1]. Поскольку к быстродействию системы ЧПУ предъявляются высокие требования, то предпочтительно использование фильтра с конечной импульсной характеристикой (КИХ). При использовании КИХ-фильтра высокое быстродействие дос-

тигается применением короткой весовой функции, но при этом повышается чувствительность к погрешности задания весовых коэффициентов и к шумам.

Одним из распространённых способов фильтрации, реализующих КИХ-фильтр, является метод скользящего среднего. Суть метода заключается в том, что каждый элемент выборки заменяется средневзвешенным значением группы соседних элементов:

$$y_i = \sum_k x_{i-k} \alpha_k, \quad (3)$$

где y_i – сглаженный ряд; x_i – исходный ряд; α_k – весовые коэффициенты (весовая функция), $\sum \alpha_k = 1$; $k = 0 \dots N-1$; N – размер окна усреднения.

Размер окна усреднения, подбирается таким образом, чтобы обеспечить достаточное сглаживание при минимальном искажении сигнала.

Рассмотрим сглаживание при весовой функции, распределённой по нормальному закону

$$\alpha_k = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} \exp\left(-\frac{k^2}{2\sigma^2}\right),$$

где σ^2 – дисперсия распределения.

Чтобы выполнялось условие $\sum \alpha_k = 1$, производится нормализация весовой функции

$$\alpha_k = \frac{\alpha_k}{\sum_n \alpha_n}.$$

Для фильтрации экспериментальных данных использованы весовые функции с различными σ (рис. 4). Результаты обработки данных после фильтрации представлены на рис. 5. Критерии качества сглаживания представлены на рис. 6.

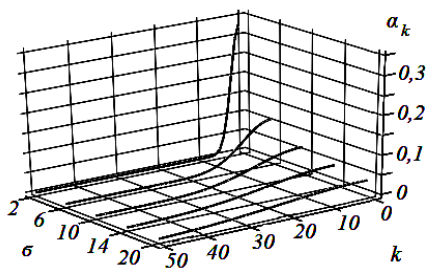


Рис. 4. Весовые функции скользящего среднего

Недостаток метода заключается в значительных по сравнению с экспоненциальным сглаживанием затратах вычислительных ресурсов.

4. Простое скользящее среднее

В случае, когда весовые коэффициенты α_k равны, скользящее среднее называют простым и операция сглаживания сводится к вычислению средней арифметической величины N значений исходного ряда

$$y_i = \sum_k x_{i-k} / N. \quad (4)$$

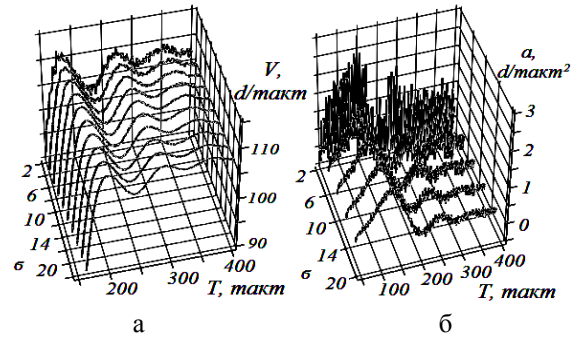


Рис. 5. Сравнение графиков скорости (а) и ускорения (б), полученных после сглаживания исходных данных методом взвешенного скользящего среднего

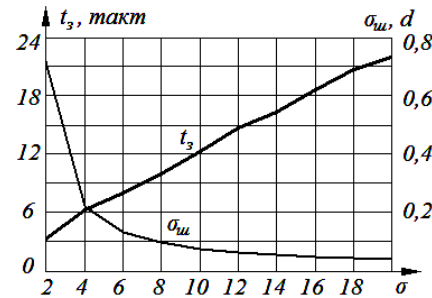


Рис. 6. Критерии оценки качества сглаживания для метода взвешенного скользящего среднего

Такой метод позволяет значительно сократить число операций по сравнению с методом взвешенного скользящего среднего. Для вычисления одного члена ряда методом взвешенного скользящего среднего необходимо выполнить N операций умножения и $(N-1)$ операцию сложения.

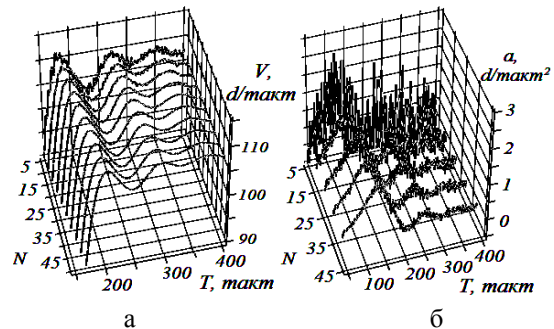


Рис. 7. Сравнение графиков скорости (а) и ускорения (б), полученных после сглаживания исходных данных методом простого скользящего среднего

Вычисления методом простого скользящего среднего требуют $(N-1)$ операцию сложения и одну операцию деления. Варьируя размером окна усреднения, подбирается диапазон, при котором обеспечивается оптимальное соотношение величины шума к времени запаздывания. На рис. 7 показаны графики скорости и ускорения, вычисленные после сглаживания исходных данных при размерах окна ус-

реднения от 5 до 50 отсчетов. Критерии оценки качества сглаживания методом простого скользящего среднего приведены на рис. 8.

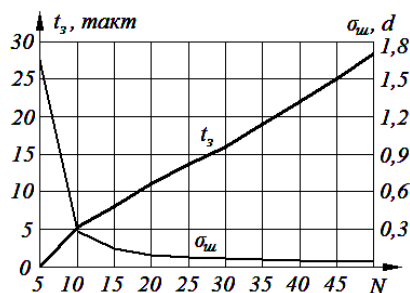


Рис. 8. Критерии оценки качества сглаживания для метода

5. Сравнение результатов

На качество управления приводами оказывают влияние оба критерия качества сглаживания, рассмотренных ранее. Величина времени запаздывания сглаженного сигнала t_z приводит к увеличению фазы запаздывания управляющего сигнала в контуре управления органами станка. Диапазон частот, в котором сдвиг по фазе первых гармоник сигналов обратной связи скорости и задания скорости не превышает 90° , называется полосой пропускания контура регулирования скорости. Рекомендуется в качестве ограничения полосы пропускания выбирать наименьшую допустимую частоту 20 Гц для тиристорных и 40 Гц для транзисторных электроприводов [2].

Величина среднеквадратического отклонения шума сигнала ускорения в установившемся режиме $\sigma_{ш}$ напрямую связана с величиной ошибки управляющего сигнала, формируемого для привода. Выбор параметров сглаживания выполняется на основе компромисса между временем запаздывания t_z и величиной шума сглаженного сигнала $\sigma_{ш}$ с использованием составного решающего критерия качества

$$\Phi = c_{t_z} t_z + c_{\sigma_{ш}} \sigma_{ш}, \quad (5)$$

где c_{t_z} и $c_{\sigma_{ш}}$ — коэффициенты значимости критериев.

Значения c_{t_z} и $c_{\sigma_{ш}}$ выбираются таким образом, чтобы выполнялось соотношение

$$c_{t_z} + c_{\sigma_{ш}} = 1. \quad (6)$$

Численные значения t_z и $\sigma_{ш}$ в рассмотренных выше примерах отличаются на два порядка. Для уравнивания их значимости коэффициенты c_{t_z} и $c_{\sigma_{ш}}$ так же должны отличаться на 2 порядка. Поскольку, величина времени запаздывания оказывает существенное влияние на качество управления в системе ЧПУ, для коэффициента c_{t_z} введем дополнительный множитель равный трем

$$c_{t_z} / (0,01 \cdot 3) = c_{\sigma_{ш}}. \quad (7)$$

Таким образом, для поиска оптимального сглаживания использованы следующие значения

весовых коэффициентов составного критерия качества $c_{\sigma_{ш}} \approx 0,97$, $c_{t_z} \approx 0,03$.

Зависимости критерия качества для трех вышеописанных методов фильтрации приведены на рис. 9, которые позволяют определить оптимальные значения коэффициентов для каждого метода.



Рис. 9. Критерии качества сигналов для: а — экспоненциального сглаживания, б — метода взвешенного скользящего среднего, в — метода простого скользящего среднего

Учитывая, что время запаздывания исходного сигнала равно нулю, а среднеквадратическое отклонение шума — 1,695, можем принять критерий качества исходного сигнала равным 1,644.

Результаты вычислений оптимальных значений параметров сведены в табл. 1.

Таблица 1

Оптимальные значения параметров

Метод обработки	Параметр	t_z	$\sigma_{ш}$	Φ
Исходный сигнал		0	1,695	1,644
Экспоненциальное сглаживание	$\alpha = 0,18$	8	0,199	0,433
Взвешенное скользящее среднее	$\sigma = 6$	8	0,133	0,369
Простое скользящее среднее	$N = 15$	8	0,145	0,381

Время запаздывания сигналов скорости и ускорения после сглаживания исходных данных составило 8 тактов при периоде собственных колебаний около 90 тактов. Запаздывание сигнала скорости в 8 тактов соответствует полосе пропускания 31,25 Гц, что приемлемо для управления тиристорными приводами и недостаточно для управления транзисторными приводами.

Наилучший результат показал метод взвешенного скользящего среднего. При запаздывании в 8 тактов уровень шума при вычислении величины ускорения снижен в 12,74 раза, что соответствует разрядности определения положения порядка 10^{-4} мм. Метод экспоненциального сглаживания показал наихудшие результаты. При той же величине запаздывания в 8 тактов уровень шума по ускорению снижен в 8,5 раз. Метод простого скользящего

го среднего при том же запаздывании обеспечивает снижение уровня шума по ускорению в 11,7 раза.

Заключение

В представленной работе показано, что при вычислении параметров скорости и ускорения рабочих органов станка уровень шума квантования составляет 1,33% и 190,5% от максимального значения скорости и ускорения соответственно. Общий уровень шумов при вычислении ускорения по данным положения доходит до 330% от величины максимального ускорения.

Проведенные исследования с целью определения возможности достижения требуемой разрядности данных при вычислении скорости и ускорения показали, что применение алгоритмов сглаживания позволяют снизить уровень шумов квантования примерно на порядок.

Для достижения разрядности порядка $10^{-5} \dots 10^{-6}$ мм, необходимой для полного использования диапазона регулирования привода, недостаточно применения только методов сглаживания. Необходимо применять комплекс мероприятий, включающий в себя подбор дискретности датчика, изменение алгоритма обработки данных датчика положения, сглаживание данных. Только в этом случае может быть достигнута максимально возможная разрядность данных

Литература

1. Гутников В.С. Фильтрация измерительных сигналов / В.С. Гутников. – М: Энергоатомиздат, 1990. – 192 с.
2. Мартынов А.А. Проектирование электроприводов: учеб. пособие / А.А. Мартынов. – СПб.: СПбГУАП, 2004. – 97 с.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: проф. кафедры технологии и машиностроения и ремонта В.Ф. Сорокин, Харьковский национальный автомобильный университет, Харьков, Украина.

ОБРОБКА ДАНИХ ПРИ ОБЧИСЛЮВАННІ ШВИДКОСТІ ТА ПРИСКОРЕННЯ В КОНТУРІ ЗВОРОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ СИСТЕМИ ЧПК

В.В. Комбаров, Є.О. Аксенов, О.В. Комбарова

Одним з найважливіших параметрів, що визначають точність обробки, є точне визначення параметрів переміщення: положення, швидкість, прискорення. Шуми, що присутні в даних положення, значно впливають на точність визначення швидкості та прискорення. Розглянуті методи згладжування, що забезпечують найкраще зниження рівня шумів в умовах обмеження обчислювальних ресурсів системи ЧПК. Методи експоненційного згладжування, простого та зваженого ковзаючого середнього забезпечують зниження рівня шуму від 8,5 до 12,74 разів. Найкращі результати згладжування показав метод зваженого ковзаючого середнього.

Ключові слова: ЧПК, швидкість, прискорення, шум квантування, експоненційне згладжування, ковзаюче середнє.

SPEED AND ACCELERATION DATA PROCESSING IN THE CNC SYSTEM FEEDBACK LOOP

V.V. Kombarov, E.A. Aksenov O.V. Kombarova

One of the most important parameters determining accuracy is a precise determination of motion parameters: position, velocity, acceleration. Noise in the data position significantly affects the accuracy of speed and acceleration. The methods of smoothing that provide the best noise reduction with limited computational abilities of the CNC system are considered. Methods of exponential smoothing, simple and weighted moving average increase level noise from 8.5 to 12.74 times. Method of weighted moving average showed the best smoothing results.

Key words: CNC system, velocity, acceleration, quantization noise, exponential smoothing, moving average.

Комбаров Владимир Викторович – научный сотрудник кафедры технологии производства летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: kombarov1@mail.ru.

Аксенов Евгений Александрович – аспирант кафедры проектирования радиоэлектронных систем ЛА Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aks-ev@mail.ru.

Комбарова Елена Владимировна – мл. научн. сотрудник кафедры технологии производства летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 621.438.003

А.А. ОБЛЕУХОВ, Д.С. ШАЛАЕВ, Т.П. ГРЫЗЛОВА

*Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
имени П. А. Соловьева, Рыбинск, Россия*

АНАЛИЗ ИНФОРМАТИВНОСТИ WAVELET-ПРЕДСТАВЛЕНИЯ И ГРАФИЧЕСКОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ВИБРОСИГНАЛОВ В ЗАДАЧЕ ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ

Представлены две новые системы диагностических признаков, полученные на основе структурного анализа диагностических вибросигналов. В первом случае строятся графики вибросигналов, далее выполняется концептуальный анализ изображения. Характеристики репрезентативных элементов изображения и являются исходной системой признаков. Вторая система получается как совокупность характеристик функций сложности сигнала и Wavelet-разложения в базисе функций Хаара с последующей оценкой результатов их декомпозиции с помощью функций сложности. Представлены результаты расчетов информативности признаков на основе анализа графиков и декомпозиции сигнала по Wavelet-коэффициентам в задачах оценки состояния подшипников трансмиссии ГТД и испытаниях подшипников на надежность. Выбраны признаки с показателями информативности много более высокими, чем информативность признаков в действующих методиках диагностики подшипников трансмиссии ГТД. Информативность найденных признаков позволяет строить линейные классификаторы с простыми решающими правилами.

Ключевые слова: оценка информативности признаков, репрезентативные элементы, системы концептуального описания изображений, Wavelet-коэффициенты, функция сложности, диагностика состояния подшипников ГТД.

Введение

Формальной процедуры задания исходной системы признаков для решения задачи диагностики состояния сложного технического объекта пока не существует. Признаки, используемые при решении тех или иных задач, задаются лишь на основании опыта и интуиции специалиста. Из исходной системы признаков методами теории распознавания образов можно выбрать более экономичную и информативную подсистему признаков (образ). Существует мнение, что нужно задавать все характеристики, которые можно заподозрить в информативности. На практике чрезмерное расширение системы признаков не безвредно из-за того, что степень представительности выборки одного объема обратно пропорциональна размерности пространства признаков [1]. Объективным критерием потенциального качества распознающей системы является информативность признаков. Оценку информативности признаков можно получить с помощью «Системы оценки признаков и признаковых пространств».

В настоящей работе представлены две новые системы диагностических признаков, выполнена оценка их информативности в задаче диагностики состояния подшипников трансмиссии ГТД [2] и в задаче испытаний подшипников на надежность [3].

Система признаков на основе графического представления вибросигналов получена с помощью алгоритмов концептуального описания изображений. Вычисляются статистики яркости, геометрические характеристики, отношение «сигнал/шум» графиков вибросигналов, построенных с помощью пакета Excel по строго фиксированному формату. Далее задача диагностики состояния подшипников решена как задача распознавания изображений.

Вторая система получена на основе Wavelet-представления сигналов и характеристик функций сложности сигналов и Wavelet-коэффициентов [4].

1. Задачи диагностики состояния подшипников

Для анализа информативности графического представления вибросигналов и Wavelet-представления были выбраны две задачи: задача диагностики состояния подшипников трансмиссии ГТД и задача обнаружения неисправности подшипников при испытаниях на надежность. Данные для первой задачи были представлены «ОАО «Сатурн», для второй – взяты с сайта [3].

В эксперименте рассматривались два набора данных. В качестве первого набора данных использовались вибросигналы, зарегистрированные во

время испытаний подшипников трансмиссии газотурбинных двигателей (ГТД). Выборка вибросигналов снималась с 7 подшипников, которые по среднеквадратичному отклонению вибросигнала были разбиты на три класса $C = \{C_1, C_2, C_3\}$:

- C_1 – кондиционные (2 подшипника);
- C_2 – с дефектом (3 подшипника);
- C_3 – необоснованно снятые (2 кондиционных подшипника, которые по среднеквадратичному отклонению вибросигнала были признаны подшипниками с дефектом).

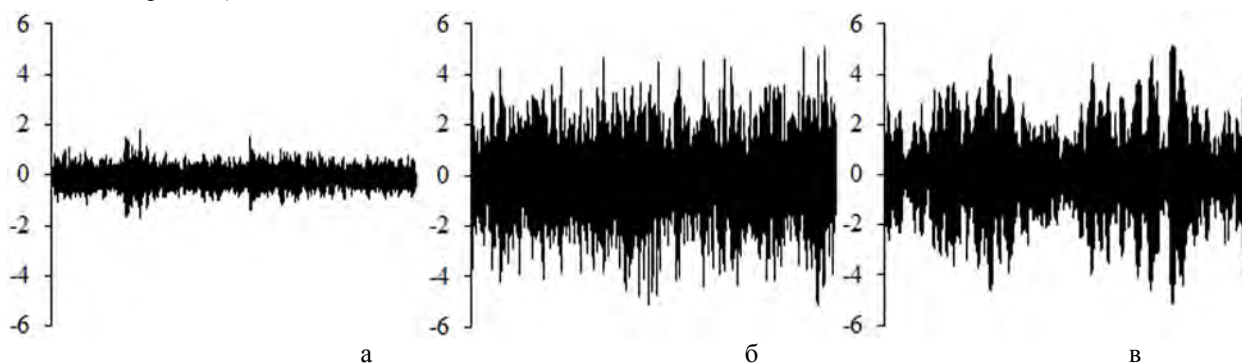


Рис. 1. Графики вибросигналов подшипников:
а – подшипники класса C_1 ; б – подшипники класса C_2 ; в – подшипники класса C_3

2. Системы признаков для описания вибросигналов

2.1. Графическое представление реализаций вибросигнала

Под графическим представлением реализации вибросигнала понимается изображение графика (рис. 1), построенного по значениям выборки вибросигнала $S_i(t)$, где i – номер измерения.

Требуется отнести график вибросигнала G к одному из множества классов C .

Для всех графиков вибросигналов подшипников проведено масштабирование по оси Y (амплитуда вибросигнала), а изображение графика, подаваемое на вход «Системы концептуального описания изображения» представлено матрицей яркости L^i , с размерами 240×190 . Каждый элемент матрицы $L^i_{x,y} = \{0,1\}$ определяет точку бинарного изображения графика вибросигнала подшипника с координатами (x, y) .

Процесс получения характеристик состоит из этапов: фильтрации, бинаризации, выделения контуров, разметки областей и вычисления характеристик репрезентативных элементов.

Этап фильтрация представляет собой свертку изображения L^k матрицей H :

Поскольку в задаче диагностики подшипник имеет кондиционное и не кондиционное состояние, то класс C_3 данной выборки был объединен с классом C_1 .

Второй набор данных представлен измерениями сигналов регистрируемых в разные моменты времени на 4-х подшипниках, один из которых был дефектным [3], таким образом, была получена выборка, состоящая из 15 кондиционных (C_1) и 15 некондиционных (C_2).

$$F^k_{x,y} = \sum_{i=-r}^r \sum_{j=-r}^r L^k_{x+i,y+j} \cdot H_{i,j} \quad (1)$$

Квадратная матрица свертки задается выражением:

$$H_{x,y} = -\frac{1}{\pi\sigma^4} \left(1 - \frac{x^2 + y^2}{2\sigma^2} \right) e^{-\frac{x^2 + y^2}{2\sigma^2}} \quad (2)$$

В рассматриваемом эксперименте пространственная фильтра σ , зависящая от размеров матрицы свертки, составляет 3.75, что соответствует размеру рецептивного поля 14×14 .

В результате выполнения свертки будет получена матрица вещественных чисел, по которой в дальнейшем находится сигнал пересечения нулевого уровня.

Для поиска точек пересечения сигналом нулевого уровня выполняется бинаризация результатов фильтрации:

$$B^k_{x,y} = \begin{cases} 1, & \text{при } F^k_{x,y} > 0; \\ -1, & \text{при } F^k_{x,y} \leq 0. \end{cases} \quad (3)$$

Для выделения контура производится сначала горизонтальное, а затем вертикальное сканирование матрицы B^k , и в случае, когда элемент матрицы $B^k_{x,y}$ меняет знак, производится отметка соответствующего элемента матрицы $E^k_{x,y} = -2$.

Этап разметки связных областей необходим для индексации непроеизводных элементов. Каждой точке контура и точке области непроеизводного элемента, устанавливается числовой индекс. В результате выполнения разметки связных областей формируется матрица A^k элемент которой содержит числовое значение – индекс области. Индекс области необходим для последующего расчета характеристик непроеизводных элементов.

После выполнения разметки связных областей системой концептуального описания изображения производится вычисление характеристик репрезентативных элементов. В общей сложности системой вычисляются 24 числовые характеристики, которые условно подразделяются на яркостные, геометрические и комбинированные.

Множество яркостных характеристик $P_L = \{P_1...P_9\}$ состоит из средней яркости, СКО, энтропии, эксцесса, асимметрии, минимальной и максимальной яркости, размаха и отношения «сигнал/шум».

Множество геометрических характеристик $P_G = \{P_{10}...P_{18}\}$ представлено следующими характеристиками:

$P_{10}, P_{11}, P_{12}, P_{13}$ – параметры прямоугольного окна, который описывает репрезентативный элемент: координата левого верхнего угла, ширина и высота;

P_{14} – периметр – количество точек контура репрезентативного элемента;

P_{15} – площадь – количество точек, имеющих одинаковый индекс области;

P_{16} – компактность – это отношение квадрата периметра к площади;

P_{17} – эксцентриситет эллипса с главными моментами инерции, равными главным моментам инерции репрезентативного элемента;

P_{18} – ориентация главной оси симметрии, характеристика представляет полезную информацию об ориентации объекта и вычисляется в радианах.

Множество комбинированных характеристик $P_C = \{P_{19}...P_{24}\}$, задается на ранее вычисленных яркостных или пространственных характеристиках:

P_{19} – отношение сторон прямоугольного окна;

P_{20} – площадь прямоугольного окна;

P_{21} – отношение площади репрезентативного элемента к площади прямоугольного окна;

P_{22} – отношение площади прямоугольного окна к площади окружности, которая вписана в прямоугольное окно;

P_{23} – отношение периметра репрезентативного элемента к периметру прямоугольного окна;

P_{24} – отношение периметра репрезентативного элемента к периметру окружности.

2.2. Декомпозиция вибросигнала по характеристикам Wavelet-коэффициентов

Построение вектора признаков осуществлялось по алгоритму, представленному в [4]. Вычисление вектора образов на основе функции сложности самого сигнала заключается в следующем. Исходный сигнал длины N раскладывается на блоки равной длины b (в отсчетах). Их количество равно целой части.

$$s_0^{N-1} \rightarrow e_0^{b-1} \cdot e_b^{2b-1} \cdot \dots \cdot e_{(i-1)b}^{ib-1} \cdot \dots \cdot e_{(l-1)b}^{lb-1}. \quad (4)$$

Далее вычисляются значения функции сложности:

$$\Phi(e_i) = \left(e_i, \frac{1}{2}(e_{i-1} + e_{i+1}) \right). \quad (5)$$

По значениям формулы (5) выносятся решение о наличии границы сегмента, в случае если функция сложности превышает заданный порог.

Построение вектора признаков на основе функции сложности Wavelet-коэффициентов выполнялось по аналогии с вычислением вектора образов на основе функции сложности самого сигнала. Wavelet-коэффициенты на каждом уровне разбиваются на инструментальные блоки равной длины b . Далее вычислялись функции сложности 1-го типа [5] для Wavelet-коэффициентов на разных уровнях:

$$s_0^{N-1} \rightarrow \begin{vmatrix} (w_1)_0^{N/2-1} \\ (w_2)_0^{N/4-1} \\ \dots \\ (w_L)_0^{N/2^L-1} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Phi_1(j_1) \\ \Phi_2(j_2) \\ \dots \\ \Phi_L(j_L) \end{vmatrix}. \quad (6)$$

Вычислялась последовательность скалярных произведений блоков Wavelet-коэффициентов для каждого уровня w :

$$\rho_0^{N/2^i} \rightarrow \rho_{i,j} \left(w_j^{j+b-1}, w_{j+b}^{j+2b-1} \right), \quad j = 0.. \frac{N}{2^i}. \quad (7)$$

Функция сложности на уровне i привязана к номеру блока j в пределах уровня и вычисляется как среднее двух соседних скалярных произведений:

$$\Phi_{i,j} = \left(\rho_{i,j}, \frac{1}{2}(\rho_{i,j-1} + \rho_{i,j+1}) \right). \quad (8)$$

Для определения границ сегментов были найдены локальные экстремумы функций сложности, на основе сравнения значений функций сложности с пороговым значением. Если функция сложности превысила порог, то выносилось решение о наличии границы. Если по индексу j элементарной последовательности на уровне $i \in \{1, 2, \dots, L\}$ обнаруживается граница сегмента, то пересчет в индекс сигнальной последовательности выполняется по правилу:

$$t_{ki} = j_i \cdot 2^i \cdot b, \quad k_i = 1, 2, \dots, K_i, \quad (9)$$

где k_i – индекс границ сегментов. Моменты перехода между сегментами вычисляются как $\tilde{t}_{ki} = t_{ki} \cdot \Delta t$. Методическая погрешность определения границы зависит от уровня и равна: $\varepsilon \in 0..-(2^L + b)$.

Далее по функциям сложности были получены следующие признаки:

- количество моментов перехода между сегментами;
- минимум функции сложности сигнала;
- максимум функции сложности сигнала.

Предварительный анализ показал, что использование этих признаков не достаточно для разделения образов принадлежащих разным классам $\{C_1, C_2, C_3\}$ и были исследованы следующие характеристики:

P_{25} – минимум функции сложности Wavelet-коэффициентов;

P_{26} – максимум функции сложности Wavelet-коэффициентов;

P_{27} – количество моментов перехода между сегментами функции сложности Wavelet-коэффициентов.

Дополнительно вычислялись статистические характеристики сигнала и Wavelet-коэффициентов:

P_{28} – математическое ожидание;

P_{29} – среднеквадратичное отклонение;

P_{30} – эксцесс;

P_{31} – энтропия;

P_{32} – нормированная информационная мера;

P_{33} – мера Лоренца.

3. Анализ информативности признаков

Для анализа полученных характеристик репрезентативных элементов была подготовлена матрица входных данных D для «Системы оценки признаков и признаковов пространств». В используемой системе оценка информативности представляет собой отношение межклассового Евклидова расстояния в признаковом пространстве к среднему внутривыделенному расстоянию.

3.1. Информативность графического представления вибросигналов

В табл. 1 и 2 приведены результаты оценки информативности на основе анализа графического представления реализации вибросигналов на одномерном признаковом пространстве X_1 .

При анализе графического представления сигналов наиболее информативными характеристиками

являются: P_3 – энтропия, P_{14} – периметр графика вибросигнала, P_{15} – площадь графика, P_{18} – ориентация главной оси симметрии графика и P_{23} – отношение периметра графика вибросигнала к рамке прямоугольного окна.

Таблица 1

Информативность графического представления вибросигналов в задаче диагностики состояния подшипников ГТД (выборка 1)

X_1	$I(X_1)$	X_1	$I(X_1)$	X_1	$I(X_1)$
P_1	0,402	P_9	0	P_{17}	0,604
P_2	0,398	P_{10}	0,396	P_{18}	0,61
P_3	0,67	P_{11}	0,357	P_{19}	0,463
P_4	0,392	P_{12}	0,557	P_{20}	0,583
P_5	0,395	P_{13}	0,444	P_{21}	0,595
P_6	0	P_{14}	0,589	P_{22}	0,488
P_7	0	P_{15}	0,657	P_{23}	0,55
P_8	0,402	P_{16}	0,664	P_{24}	0,494

Таблица 2

Информативность графического представления вибросигналов в задаче оценки надежности подшипников (выборка 2)

P_1	0,639	P_9	0	P_{17}	1,144
P_2	0,671	P_{10}	0,668	P_{18}	1,495
P_3	0,807	P_{11}	0,537	P_{19}	0,863
P_4	0,657	P_{12}	0,558	P_{20}	1,803
P_5	0,652	P_{13}	0,559	P_{21}	1,456
P_6	0	P_{14}	1,568	P_{22}	0,992
P_7	0	P_{15}	1,565	P_{23}	2,376
P_8	0,639	P_{16}	0,927	P_{24}	1,287

3.2 Анализ информативности Wavelet-представления сигналов

В табл. 3 и 4 приведены результаты оценки информативности на основе декомпозиции вибросигнала по характеристикам Wavelet-коэффициентов.

При применении алгоритма декомпозиции сигнала по характеристикам Wavelet-коэффициентов наибольшую информативность имеют такие признаки как $P_{25}(I_{w1})$ – минимум функции сложности и $P_{27}(I_1)$, $P_{27}(I_{w1})$ – количество моментов перехода между сегментами. Среди статистических информационных характеристик следует отметить СКО сигнала $P_{29}(I_1)$, СКО Wavelet-коэффициентов $P_{29}(I_{w1})$, $P_{29}(I_{w2})$, $P_{29}(I_{w3})$ и информационная мера Лоренца $P_{34}(I_1)$.

Таблица 3

Информативность Wavelet - представления вибросигналов
в задаче диагностики состояния подшипников ГТД (выборка 1)

	I ₁	I _{w1}	I _{w2}	I _{w3}	I _{w4}	I _{w5}	I _{w6}
P ₂₅	0,478	1,794	0,463	0,448	0,732	0,765	0,443
P ₂₆	0,83	0,521	0,457	0,447	0,42	0,713	0,537
P ₂₇	0,929	0,869	0,435	0,397	0,481	0,467	0,803
P ₂₈	0,51	0,498	0,547	0,546	0,422	0,639	0,591
P ₂₉	0,685	0,514	0,449	0,581	0,616	0,464	0,477
P ₃₀	0,449	0,415	0,445	0,423	0,375	0,469	0,397
P ₃₂	0,605	0,393	0,526	0,509	0,421	0,5	0,414
P ₃₃	0,433	0,426	0,444	0,717	0,5	0,476	0,357
P ₃₄	0,619	0,39	0,497	0,51	0,419	0,422	0,41

Таблица 4

Информативность Wavelet - представления вибросигналов
в задаче оценки надежности подшипников (выборка 2)

	I ₁	I _{w1}	I _{w2}	I _{w3}	I _{w4}	I _{w5}	I _{w6}
P ₂₅	0,923	0,983	0,882	1,195	0,878	0,924	1,217
P ₂₆	0,761	0,731	0,856	0,986	1,167	0,922	0,833
P ₂₇	0,965	1,774	0,918	0,798	1,296	0,851	0,551
P ₂₈	1,163	0,628	0,57	0,558	0,559	0,585	0,619
P ₂₉	1,783	1,985	1,579	1,697	1,24	1,478	1,233
P ₃₀	1,196	0,739	0,792	0,934	0,843	0,498	0,561
P ₃₂	1,421	0,888	0,753	1,05	0,788	0,502	0,509
P ₃₃	1,012	0,854	0,733	0,9	0,608	0,473	0,509
P ₃₄	1,571	0,958	0,795	1,152	0,793	0,505	0,512

Информативность найденных признаков позволяет строить линейные классификаторы с простыми решающими правилами.

Таким образом, информативность найденных признаков позволяет строить линейные классификаторы с простыми решающими правилами.

Заключение

В работе приведены результаты исследования информативности характеристик репрезентативных элементов и характеристик на основе декомпозиции вибросигнала по Wavelet-коэффициентам в одномерном признаковом пространстве. По расчетам значений информативности (табл. 1 – 4) можно отобрать характеристики, информативность которых наиболее высока.

Предложены новые системы диагностических признаков для решения задачи диагностики состояния подшипников. Выбраны признаки с показателями информативности много более высокими, чем информативность признаков в действующих методах диагностики подшипников трансмиссии ГТД.

Литература

1. Загоруйко Н.Г. Методы распознавания и их применение / Н.Г. Загоруйко. – М.: Сов. радио, 1972. – 224 с.
2. Шепель В.Т. Выбор признаков для диагностики технического состояния подшипников трансмиссии ГТД / В.Т. Шепель, Б.И. Комаров, Т.П. Грызлова // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 8 (24). – С. 200-205.
3. Technical Services 'Bearing Data Set' [Электронный ресурс] / J. Lee, H. Qiu, G. Yu, J. Lin, and so on // *IMS, University of Cincinnati. NASA Ames Prognostics Data Repository*. – Режим доступа к ресурсу: <http://ti.arc.nasa.gov/tech/dash/pcoe/prognostic-data-repository>. – 10.12.2007.
4. Грызлова Т.П. Декомпозиция сигналов сложных источников на основе функций сложности Wavelet-коэффициентов / Т.П. Грызлова, Д.С. Шаляев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 8 (65). – С. 121-126.
5. Браверман Э.М.. Структурные методы обработки данных / Э.М. Браверман, И.Б. Мучник. – М.: Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 1983. – 464 с.

Поступила в редакцию 2.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры РГАТА, начальник КО сертификации двигателей «ОАО «Сатурн» В.Т. Шепель, Рыбинск, Россия.

АНАЛІЗ ІНФОРМАТИВНОСТІ WAVELET-ПРЕДСТАВЛЕННЯ І ГРАФІЧНОГО ПРЕДСТАВЛЕННЯ ВІБРОСИГНАЛІВ В ЗАДАЧІ ДІАГНОСТИКИ СТАНУ ПІДШИПНИКІВ

А.О. Облеухов, Д.С. Шалаев, Т.П. Грызлова

Представлено дві нові системи діагностичних ознак, отримані на основі структурного аналізу діагностичних вібросигналів. У першому випадку будуються графіки вібросигналів, далі виконується концептуальний аналіз зображення. Характеристики репрезентативних елементів зображення і є початковою системою ознак. Друга система виходить як сукупність характеристик функцій складності сигналу і Wavelet-розкладенні в базисі функцій Хаара з подальшою оцінкою результатів їх декомпозиції за допомогою функцій складності. Представлені результати розрахунків інформативності ознак на основі аналізу графіків і декомпозиції сигналу по Wavelet-коефіцієнтам в завданнях оцінки стану підшипників трансмісії ГТД і випробуваннях підшипників на надійність. Вибрані ознаки з показниками інформативності багато вищими, ніж інформативність ознак в методиках діагностики підшипників трансмісії ГТД, що діють. Інформативність знайдених ознак дозволяє будувати лінійні класифікатори з простими вирішальними правилами.

Ключові слова: оцінка інформативності ознак, репрезентативні елементи, системи концептуального опису зображень, Wavelet-коефіцієнти, функція складності, діагностика стану підшипників ГТД.

INFORMATIVITY'S ANALYSIS OF WAVELETT AND GRAPHIC REPRESENTATIONS OF VIBRATION SIGNAL IN THE BEARINGS DIAGNOSTICS PROBLEM

A.A. Oblehov, D.S. Shalaev, T.P. Gryzlova

The new systems of diagnostic features based on the structural analysis of vibration signals are presented. In one of the system vibration signals representations are building, afterwards the conceptual analysis of the image is making. Representative elements characteristics of the image are the basic system of features. The second system formed on the set of signal complexity functions characteristics and Haar Wavelet-decomposition. Where the analysis of decomposition results based on complexity function is performed. The results of features informativity estimation based on the analysis of wavelet and graphic representation in bearing diagnostics of GTE problems and in bearings reliability tests are presented. Features with much more informativity than informativity of features in well-known methods of bearing diagnostics are selected. The informativity of the founded features allows building linear classifiers with simple decision rules.

Key words: features informativity analysis, representative elements, systems of the conceptual description of images, Wavelet-coefficients, complexity function, bearing diagnostics of GTE.

Облеухов Антон Алексеевич – аспирант кафедры математического и программного обеспечения электронных вычислительных средств, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: obleuhov_aa@rgata.ru.

Шалаев Дмитрий Сергеевич – ведущий инженер кафедры математического и программного обеспечения электронных вычислительных средств, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: shalaev@rgata.ru.

Грызлова Татьяна Павловна – канд. техн. наук, доцент кафедры математического и программного обеспечения электронных вычислительных средств, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: kntnpgryzlova@mail.ru.

УДК 621.182

Б.Д. БИЛЕКА, В.Я. КАБКОВ, Е.В. СКЛЯРЕНКО, В.Н. ПОГОЖЕВ*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина***ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С ПРИВОДОМ ОТ ГАЗОТУРБИННЫХ
И ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

В статье изложены результаты исследований способов снижения выбросов оксидов азота и углерода, а также улучшения тепловых характеристик когенерационных установок (КГУ) с газотурбинными установками (ГТУ) и газопоршневыми двигателями (ГПД) с прямым сбросом выхлопных газов из двигателя в котел, а также из котла-утилизатора (К-У) в активный котел. Исследования проведены расчетным путем с использованием современных компьютерных программ. Для модульных КГУ с К-У, работающих автономно, исследования проводились на специальном экспериментальном стенде с дожигającym устройством, устанавливаемым между двигателем и К-У.

Ключевые слова: когенерационная установка, газопоршневой двигатель, газотурбинный двигатель, котел-утилизатор, окислы азота.

Введение

Влияние когенерационных технологий при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии в котельных обеспечивает существенную экономию топлива и улучшение экологической обстановки по сравнению с их раздельной выработкой на ТЭС и в котельных. Возможны две схемы реализации когенерационных установок (КГУ) с газопоршневыми двигателями (ГПД) и газотурбинными установками (ГТУ). Первый – это установка в котельной ГПД или ГТУ со сбросом выхлопных газов из двигателей в котел непосредственно или через котел-утилизатор (К-У). Второй – это применение модульных КГУ, т.е. установок в составе двигатель-К-У, замещающих котел по выработке теплоты или работающих параллельно с ним.

Цель работы – исследовать возможные пути снижения выбросов оксидов азота и углерода из КГУ, работающих по первой и второй схеме, а также улучшения тепловых характеристик таких установок.

Основной материал

Одним из эффективных технологических методов, позволяющих существенно (в 5...7 раз) снизить выбросы оксидов азота из котлов, является рециркуляция дымовых газов котлов. В ряде случаев этот метод позволяет повысить и КПД котла. Однако исследований по влиянию сброса выхлопных газов из ГПД и ГТУ в котлы на характеристики работы и выбросов котлов проведено крайне мало. Между тем как способ создания окислителя топлива путем смешения дымовых газов котла и воздуха играет

существенную роль при снижении выбросов оксида азота. Именно способ создания окислителя и позволяет выполнить образование гомогенной смеси воздух-дымовые газы с определенным уровнем кислородосодержания и обеспечить отсутствие срыва факела и надежное снижение выбросов NO_x . Из трех известных способов рециркуляции в котлах наиболее подходящий для рассматриваемого случая является, так называемая, внешняя рециркуляция. Это подача отработавших дымовых газов на всасывающую магистраль вентилятора воздуха котла.

Для проведения исследований влияния сброса выхлопных газов ГПД и ГТУ в котел, работающих в составе когенерационной установки по первой схеме были использованы программа, разработанная ВТИ и МЭИ (ТУ) для определения выбросов NO_x из котлов [1], а также программа, разработанная в ИТТФ НАН Украины для термодинамических тепловых расчетов комплекса «Когенерационная установка ГПД (ГТУ) или установка ГПД (ГТУ) – активный котел». Расчеты проводились для двух вариантов КГУ первой схемы – как с ГПД, так и с ГТУ. При проведении расчетов рассматривались варианты с переменным кислородосодержанием (15...20%) и температурой смеси выхлопных газов (45...450 °C) и воздуха, подаваемых в котел, а также их степенью рециркуляции 0,2...28%.

При сбросе выхлопных газов КГУ в тракт подачи воздуха в котел и подаче такого окислителя в горелочное устройство котла наблюдается снижение адиабатической температуры горения (рис. 1) на 365...390 градусов, повышается объем дымовых газов до 22% и, как результат, снижается эмиссия двуокиси азота в уходящих газах котла (рис. 2) для КГУ с ГПД и ГТУ и котлом в 2,7...2,8 раза, и для

КГУ с ГПД и ГТУ модульного типа и сбросом выхлопных газов в котел из К-У – в 2,7...3 раза (табл. 1). Экономия топлива в котле при этом, естественно, существенно зависит от температуры сбрасываемых в котел газов и соотношения расходов через котел и двигатель (табл. 1), и для КГУ по первой схеме с ГПД изменяется от 1 до 10%, а с ГТУ от 3,5 до 21%. Для КГУ модульного типа со сбросом из К-У экономия топлива в варианте КГУ с ГПД возрастает от 0,6 до 2,0%, с ГТУ – от 0,7 до 4,4%.

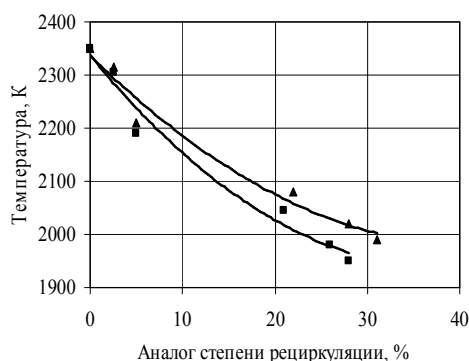


Рис. 1. Зависимость адиабатических температур горения от рециркуляции

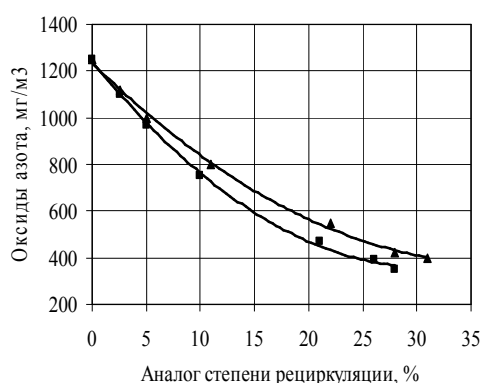


Рис. 2. Зависимость содержания оксидов азота в дымовых газах активного котла от рециркуляции: ▲ – режим ГПД; ■ – режим ГТУ

При разработке способов снижения вредных выбросов модульных КГУ с К-У следует учитывать, что пути внутрициклового нейтрализации оксидов азота и углерода, в выхлопных газах (ВГ) газопоршневых двигателей (ГПД), практически исчерпаны. Нормальным уровнем их концентрации признано считать 500...550 мг/м³. Поэтому, для нейтрализации вредных веществ часто идут по пути нейтрализации их после выхода ВГ из двигателя.

В этом плане известные способы нейтрализации ВГ ДВС можно разделить на: каталитические, термические, жидкостные, фильтры и комбинированные системы. Наибольшего распространения получили два первых способа и их комбинация. Однако, каталитический способ часто невозможно использовать в силу дороговизны применяемых катализаторов.

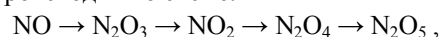
Таблица 1

Эмиссия и экономия топлива активного котла при использовании окислителем топлива его смеси отработанного газа ГПД или ГТУ и воздуха

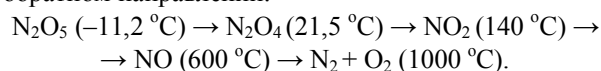
Газопоршневой двигатель (ГПД)			
Температура смеси, К	Кислородосодержание смеси, %	Экономия топлива котла, %	Эмиссия двуокиси азота, мг/м³
339	20,38	1,32	1115
362,4	19,79	2,24	995
405,5	18,67	4,08	800
479	16,67	7,75	526
510,7	15,78	9,59	431
523,4	15,42	10,38	394
Газотурбинная установка			
377,9	19,89	3,47	1025
457	18,82	6,96	840
599,2	16,8	13,91	560
663,8	15,83	17,39	455
724,1	14,91	20,87	368
Когенерционный ГПД			
318,5	20,39	0,57	1084
322,3	19,81	0,73	962
329,4	18,73	1,06	748
341,3	16,89	1,72	472
346,4	16,09	2,05	382
348,4	15,77	2,19	349
Когенерационная ГТУ			
310,4	19,92	0,72	991
326,3	18,93	1,45	803
353,9	17,19	2,91	541
366,1	16,41	3,64	440
377	15,69	4,37	365

Для стационарных ГПД, агрегирующихся в составе КГУ с К-У, наиболее целесообразно применять термический способ, предусматривающий разложение оксидов азота до молекулярного азота, под действием высоких температур.

Как известно [2], что если при нормальной температуре и наличии кислорода, окисление окиси азота происходит по схеме:



при повышении температуры эта реакция идет в обратном направлении:



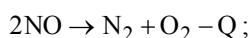
Основными факторами влияющими на него, являются температура, время реакции и наличие свободного кислорода в зоне реакции.

В условиях ДВС, на время реакции, практически повлиять нет возможности, поскольку оно определяется, в основном, частотой вращения коленчатого вала двигателя. Остается только два пути – снижение температуры процесса горения топлива и уменьшение концентрации свободного кислорода в зоне реакции.

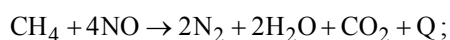
Наличие свободного кислорода связано как с общим избытком окислителя в цилиндре двигателя, так и с кислородом выделяющимся в реакции $2\text{NO} = \text{N}_2 + \text{O}_2$. Для связывания этого кислорода применяется технология термического обезвреживания окислов азота в присутствии газового, жидкого или твердого восстановителя.

Для условий стационарного ГПД наиболее экономически обоснованным можно считать процесс термического обезвреживания окислов азота, в присутствии газового восстановителя (природного газа, водорода, окиси углерода или аммиака). При этом процесс разложения окислов азота сопровождается прохождением следующих реакций:

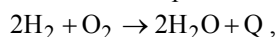
1-я стадия, независимо от типа восстановителя:



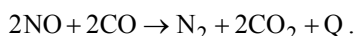
2-я стадия, при использовании природного газа:



при использовании водорода:



при использовании CO:



Согласно данным [2], процесс термического разложения окислов азота в присутствии газа – восстановителя начинается при температуре 700 °С и интенсифицируется с увеличением скорости разложения по мере увеличения температуры до 1000...1200 °С. Причем, скорость разложения сильно зависит от газа восстановителя. Так в присутствии CO она повышается до 77%, природного газа – 87%, водорода – до 90%, аммиака – 93%. Природный газ, хотя и менее эффективен в сравнении с другими восстановителями, но являясь наиболее доступным сырьем, может быть рекомендован для нейтрализации оксидов азота в ВГ ДВС, особенно в двигателях использующих природный газ в качестве топлива.

В Институте технической теплофизики НАН Украины была предложена схема нейтрализации ВГ стационарных ГПД при комбинированной выработке тепла и электроэнергии. В основе этой технологии лежит метод термической нейтрализации вредных компонентов ВГ двигателя (CO, CH, NO_x) в среде продуктов неполного сгорания природного газа (включающих CH₄, CO и H₂).

Для отработки технологических параметров процесса была создана экспериментальная установка. Установка позволяла моделировать продукты сгорания ДВС при рассматриваемых величинах коэффициентов избытка окислителя с заданной концентрацией оксида азота, регулировать и измерять материальные

потoki, температуру процесса, а также проводить анализ газовых сред в фиксированных точках установки. Опыты проводились в интервале температур 550...1000 °С. Влияние температуры на процесс нейтрализации окислов азота и CO обобщен на рис. 3.

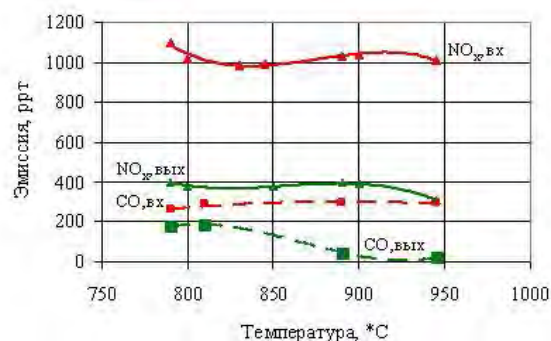


Рис. 3. Влияние температуры на термическое уничтожение NO_x и CO.

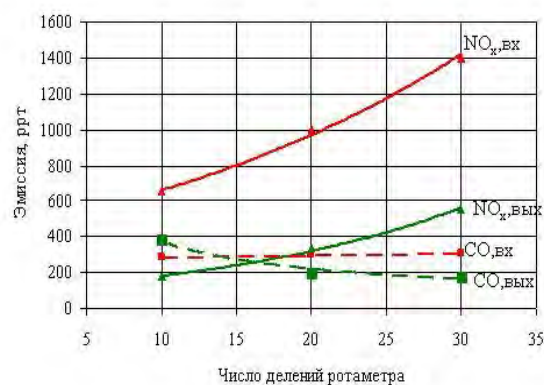
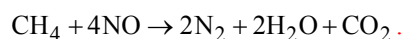
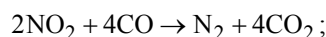
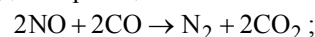


Рис. 4. Термическое (820 °C) разложение NO_x и CO при различной концентрации NO в исходных продуктах сгорания

Как видно, в диапазоне температур 750...1000 °С происходит снижение концентрации окислов азота в 2,5 – 3 раза, а окиси углерода почти в 5 раз. Эта тенденция сохранялась и при увеличении концентрации окислов азота в исходных продуктах сгорания (рис. 4).

Как показали опыты, степень нейтрализации составила более чем 60%, что можно отнести на счет прохождения реакций:



На это указывает увеличение более чем в 2 раза процентного содержания двуокиси углерода (CO₂) в продуктах сгорания.

Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

1. Сброс выхлопных газов из ГПД и ГТУ непосредственно или через К-У в котел, который можно рассматривать как аналог рециркуляции дымовых газов в котельных установках, со степенью рециркуляции в пределах от 10 до 20%, обеспечивает снижение выбросов NO_x в 2,7...3 раза. Экономия топлива на котлах с непосредственным сбросом ВГ из двигателя в котел составляет от 10 до 20%, а в варианте со сбросом из К-У от 2 до 4% в зависимости от температуры ВГ и соотношения расходов топливно-воздушной смеси через котел и ВГ из двигателя. Проведенные исследования показывают достаточно высокую эффективность рассмотренных способов улучшения экологических и тепловых характеристик КГУ.

2. Предлагаемый термический метод позволяет уменьшать концентрацию окислов азота и СО в отработавших газах ДВС в 2,5-3 раза. Однако такое снижение возможно при определенном увеличении расхода газа на установку. Для модульных КГУ, работающих по второй схеме, это сопровождается увеличением тепловой мощности установки и улуч-

шением ее маневренности за счет обеспечения определенной независимости изменения тепловых нагрузок от электрических.

3. Для уменьшения расходов природного газа на термическое обезвреживание окислов азота и СО целесообразно продолжить исследования в направлении использования твердых восстановителей (кокс, древесной уголь). Это позволит не только обезвредить (до 100%) окислы азота и СО, но и задействовать местные виды топлива (биомассу) для повышения тепловой энергии в котлах-утилизаторах.

Литература

1. Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций / В.Р. Котлер и др. – М.: ОАО «ВТИ», ГОУВПО МЭИ(ТУ), 2003. – 360 с.

2. Кузнецов И.Е. Защита воздушного бассейна от загрязнения вредными веществами химических предприятий / И.Е. Кузнецов, Т.М. Троицкая. – М.: Химия, 1979. – 344 с.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. отделом высокотемпературной термогазодинамики, чл.-корр. НАН Украины А.А. Халатов, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина.

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ТЕПЛОВИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК З ПРИВОДОМ ВІД ГАЗОТУРБІННИХ І ГАЗОПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Б.Д. Білека, В.Я. Кабков, Є.В.Скляренко, В.М. Погожеєв

В статті викладені результати досліджень способів зниження викидів оксидів азоту і вуглецю, а також покращення теплових характеристик когенераційних установок (КГУ) з газотурбінними установками (ГТУ) і газопоршневими двигунами (ГПД) з прямим скиданням вихлопних газів з двигуна в котел, а також з котла-утилізатора (К-У) в активний котел. Дослідження проведені розрахунковим шляхом з використанням сучасних комп'ютерних програм. Для модульних КГУ з К-У, що працюють автономно, дослідження проводилися на спеціальному експериментальному стенді з допалюючим пристроєм, встановленим між двигуном і К-У.

Ключові слова: когенераційна установка, газопоршневий двигун, газотурбінний двигун, котел-утилізатор, окисли азоту.

THE WAYS OF IMPROVEMENT OF HEAT AND ECOLOGICAL CHARACTERISTICS OF COGENERATION UNITS WITH GAS-TURBINE AND PISTON ENGINES

B.D. Bileka, V.J. Kabkov, E.V. Sklyarenko, V.N. Pogozhev

The results of investigations of ways for nitric oxide and carbon monoxide emission reduction, also improvement of heat characteristics of cogeneration units with gas-turbine and piston engines with direction of exhaust from engine to boiler and from boiler-utilizer to active boiler are presented. The investigations were made on the basis of modern computer programs. For module cogeneration units with boiler-utilizer investigations were carried out on special experimental stand with afterburner which was installed between engine and boiler-utilizer. Analysis of obtained results shows high efficiency of proposed ways for improvement of ecological and heat characteristics of cogeneration units.

Key words: cogeneration unit, piston engine, gas-turbine engine, boiler-utilizer, nitric oxide.

Білека Борис Дмитрієвич – д-р техн. наук, зав. лабораторією технологій комбінованої виробки енергії Інститута технічної теплофизики НАН України, Київ, Україна, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Кабков Віктор Яковлевич – научний співробітник відділа діагностики і оптимізації в енергетиці Інститута технічної теплофизики НАН України, Київ, Україна, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Скляренко Євгеній Валентинович – научний співробітник відділа діагностики і оптимізації в енергетиці Інститута технічної теплофизики НАН України, Київ, Україна, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Погожеєв Володимир Николаєвич – головний технолог відділа діагностики і оптимізації в енергетиці Інститута технічної теплофизики НАН України, Київ, Україна, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

УДК 621.59:04

И.И. ПЕТУХОВ, Ю.В. ШАХОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КРИОГЕННЫХ СТЕНДОВЫХ КОМПЛЕКСОВ НА БАЗЕ СТРУЙНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ЖИДКОСТИ

Рассмотрены варианты модернизации наземной системы хранения, охлаждения и заправки жидким водородом блока Ц сверхтяжелой ракеты-носителя (РН) "Энергия" путем использования вместо традиционных теплообменных устройств струйного охладителя жидкости. Помимо значительного упрощения конструкции стенда и снижения его материалоемкости это позволяет реализовать замкнутую схему циркуляции жидкого водорода при термостатировании топливного бака РН. Таким образом обеспечивается не только экономия криокомпонента, но и повышается безопасность процессов заправки и термостатирования. Предложенные в данной статье технические решения могут быть использованы при создании новых и модернизации существующих системы хранения, охлаждения и заправки жидким водородом топливных баков ракет-носителей.

Ключевые слова: жидкий водород, ракетно-космическая техника, стендовые и стартовые комплексы, испарительное охлаждение, ванны-охладители, газовые эжекторы, струйный охладитель жидкости, безопасность.

Введение

Задача создания в последней четверти XX века ракет-носителей тяжелого и сверхтяжелого класса определила необходимость использования высокоэффективных компонентов ракетного топлива — жидких кислорода и водорода. В связи с этим возникло новое направление криогенной техники, связанное с вопросами крупнотоннажного производства, накопления и хранения криокомпонентов, заправки и термостатирования стендовых и бортовых баков. Работой по данной тематике активно занимались в Германии, Франции, Японии, однако ведущими разработчиками технологий по понятной причине стали США и СССР [1, 2]. Разработанные в США технические решения были использованы в программах "Аполлон" и Space Shuttle.

В СССР результатом работ в данном направлении стало создание на космодроме Байконур двух стартовых комплексов, в состав которых входили "Криогенные центры" для заправки ракетно-космической системы "Энергия-Буран" жидкими кислородом и водородом в переохлажденном состоянии. Основной при их разработке была концепция безопасности и надежности, реализованная за счет использования только проверенных технических решений и устройств [1]. Ее правомерность подтверждена успешным стартом ракетно-космической системы "Энергия-Буран" в ноябре 1988 года.

Однако с точки зрения эффективности схема криогенных комплексов не является оптимальной. И касается это не только выбора вытеснительной сис-

темы подачи ввиду отсутствия на момент начала разработки надежных криогенных насосов нужной производительности [1, 3]. Нуждаются в рассмотрении и варианты с альтернативными устройствами для испарительного охлаждения криогенных компонентов. В данной работе это выполнено для случая использования в составе водородной системы 17Г24 струйного охладителя жидкости [4].

1. Система заправки 17Г24

Система заправки жидким водородом (ЖВ) 17Г24 (рис. 1) [1 – 3] позволяет заправить в баки ракеты-носителя (РН) 104 т охлажденного до 17К ЖВ с расходом до 100 т/ч и далее термостатировать его на уровне 17К при расходе 70 т/ч. Хранилище из четырех шаровых резервуаров 1 с рабочим давлением до 1,0 МПа вмещает 372 т жидкого водорода при температуре 21,8К.

Применяется вытеснительная система подачи ЖВ из хранилища и его охлаждение в кожухотрубных теплообменниках 4 и 5, называемых ваннами-охладителями. В качестве охлаждающей среды используется кипящий в вакуумируемом межтрубном пространстве водород. Холодопроизводительность системы составляет 1000 кВт при заправке и 730 кВт при термостатировании. С целью уменьшения потерь дорогостоящего компонента реализована полужамкнутая схема циркуляции ЖВ с использованием струйного жидкостного насоса 6.

Перед заправкой воздушная среда в баках РН и трубопроводах заменялась на азотную, а затем на

водородную с концентрацией кислорода в водороде не выше $2 \cdot 10^{-1}\%$ (об.).

После захлаживания системы заправка и термостатирование РН производится следующим образом [3]. ЖВ из резервуара 1 с начальной температу-

рой 21,8К и давлением 1,0 МПа подается в теплообменник 3 а затем 4, охлаждается и далее направляется в активное сопло струйного насоса 6. В режиме термостатирования массовый расход этого потока около 20 т/ч.

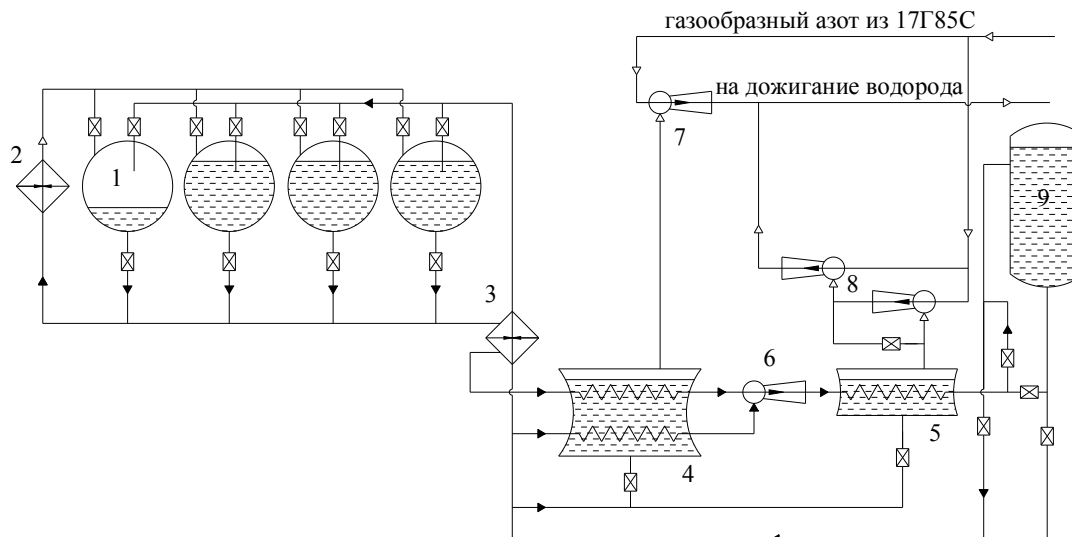


Рис. 1. Принципиальная схема системы 17Г24 заправки и термостатирования водородного бака РН "Энергия": 1 – резервуар РС-1400/1,0; 2 – теплообменник-испаритель системы наддува резервуаров; 3 – рекуперативный теплообменник; 4, 5 – теплообменник-охладитель; 6 – струйный насос; 7 – одноступенчатый эжектор; 8 – двухступенчатый эжектор; 9 – топливный бак РН "Энергия" (блок Ц)

Струйный насос 6 обеспечивает циркуляцию ЖВ в контуре, включающем бак 9 и трубопроводы теплообменников-испарителей 4 и 5. Жидкий водород с расходом около 70 т/час, отбираемый из верхней части топливного бака 9, используется следующим образом. Основная часть (около 50 т/ч) охлаждается в теплообменнике 4 и направляется в пассивное сопло струйного насоса 6. Полученное в струйном насосе 6 приращение давления позволяет компенсировать гидравлические потери потока в теплообменнике-охладителе 5 и обеспечить возврат охлажденного ЖВ в нижнюю часть топливного бака 9.

Оставшаяся часть ЖВ (около 20 т/ч) расходуется на подпитку межтрубного пространства теплообменников-охладителей 4 и 5 с кипящим под вакуумом водородом, а излишек возвращается в один из резервуаров РС-1400/1,0 с насыщенным ЖВ (давление около 0,16 МПа) через рекуперативный теплообменник 3. Здесь за счет регенерации теплоты обеспечивается охлаждение потока из резервуара 1.

В режиме заправки температура ЖВ после теплообменника 5 около 18,5К. При термостатировании ЖВ забирается из бака 9 при температуре 19К, а после теплообменника 5 имеет температуру 16К. Давление в баке 9 поддерживается на уровне 0,26 МПа.

Необходимое разрежение в межтрубном пространстве теплообменников-охладителей 4 и 5 обеспечивается

одноступенчатым 7 и двухступенчатым 8 сверхзвуковыми эжекторами. В качестве активного потока в эжекторах используется газообразный азот из системы 17Г85С с давлением 1,0 МПа, температурой 323 К и общим расходом около 120 т/ч. После эжекторов азотно-водородная смесь направляется по трубопроводам Ду600 на площадку дожигания, находящуюся на расстоянии 300 м.

Существенным недостатком системы 17Г24 является высокая материалоемкость и связанные с этим значительные потери жидких азота и водорода на захлаживание при подготовке к работе. Применение вытеснительной системы подачи с давлением до 1,0 МПа определяет использование трубопроводов и резервуаров с увеличенной толщиной стенок и соответствующей арматуры. Например, для изготовления резервуаров РС-1400/1,0 применена листовая нержавеющая сталь толщиной 22 мм.

Масса теплообменников-охладителей 4 и 5 в пересчете на единицу массового расхода ЖВ составляет 2000 кг [5]. Связано это как с пониженным давлением внутри кожуха, так и с малым температурным напором.

Требование снижения гидравлических потерь при подаче ЖВ из резервуара 1 в бак 9 определило использование трубопроводов с Ду200 на участке между резервуарами и теплообменником-охладите-

лем 4 и трубопроводов с Ду400 на всех остальных участках.

Значительная длина магистралей системы 17Г24 определяется требованиями безопасности [6, 7], предъявляемыми к водородным системам. Так, например, расстояние от резервуаров для хранения криогенных жидкостей до линии стартовых столов составило порядка 800 м, а теплообменники-охладители 4 и 5 с суммарным объемом 300 м³ размещались в подземном сооружении арочного типа в 100 м от стартового стола. С точки зрения обеспечения безопасности охладители следовало бы максимально удалить от заправляемой РН, однако в этом случае потери хладоресурса становятся недопустимыми.

2. Варианты модернизации системы 17Г24 с использованием струйного охладителя жидкости

При модернизации комплекса 17Г24 недостатки, связанные с его большой металлоемкостью, могут быть устранены за счет использования струйного охладителя жидкости (СОЖ) [4, 8] в качестве малогабаритного теплообменного устройства, а также отказа от вытеснительной системы подачи. На начальном этапе создания комплекса от насосной системы подачи отказались еще на стадии проработки технического задания по причине отсутствия насосов нужной производительности для ЖВ. В настоящий момент, когда накоплен опыт создания и отработки высоконапорных криогенных насосов и име-

ется необходимая экспериментальная база, отказ от использования в составе стеллов криогенных ЦБН в пользу повышения надежности можно считать необоснованным. Основная экономия будет достигнута за счет исключения из состава системы теплообменников-охладителей 4 и 5, рекуперативного теплообменника 3 и магистрали возврата ЖВ в резервуары 1. Незначительное по сравнению с внутренним объемом теплообменников-охладителей 4 и 5 количество ЖВ, одновременно находящегося в СОЖ, позволяет приблизить его к топливному баку 9, что также положительно сказывается на температуре заправляемого ЖВ и сократит длину захлаждаемых криогенных магистралей.

Для использования на режиме термостатирования системы 17Г24 был спроектирован СОЖ для следующих номинальных параметров рабочего процесса: давление на входе 0,5 МПа, температура на входе 20 К, расход ЖВ на входе 25 кг/с, температура охлажденного ЖВ 16 К. Габариты СОЖ без теплоизоляции 0,85х0,42х0,32 м, примерная масса сварной конструкции из листовой нержавеющей стали 12Х18Н9Т – 12 кг. Малый объем находящегося в устройстве ЖВ повышает безопасность системы в целом.

Принципиальная схема модернизированной с использованием СОЖ системы заправки и термостатирования охлажденным ЖВ РН "Энергия" на базе системы 17Г24 с вытеснительной системой подачи приведена на рис. 2, с насосной системой подачи – на рис. 3, с комбинированной – на рис. 4.

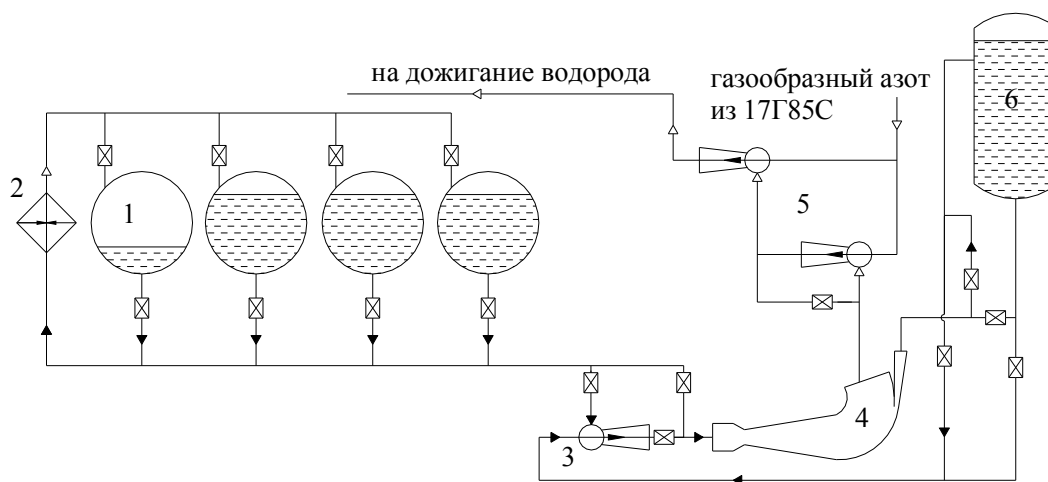


Рис. 2. Принципиальная схема модернизированной безнасосной системы заправки и термостатирования охлажденным водородом РН "Энергия" на базе системы 17Г24:
1 – резервуар РС-1400/1,0; 2 – теплообменник-испаритель системы наддува резервуаров;
3 – струйный насос; 4 – СОЖ; 5 – двухступенчатый эжектор;
6 – топливный бак РН "Энергия" (блок Ц)

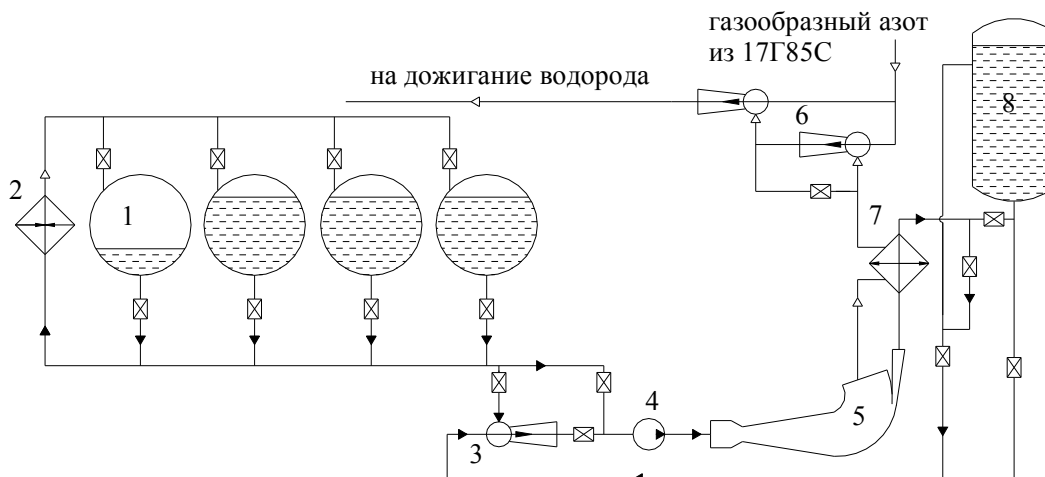


Рис. 3. Схема модернизированной насосной системы заправки и термостатирования охлажденным водородом РН "Энергия" на базе системы 17Г24:

- 1 – резервуар РС-1400/1,0; 2 – теплообменник-испаритель системы наддува резервуаров;
3 – струйный насос; 4 – насос; 5 – СОЖ; 6 – двухступенчатый эжектор; 7 – рекуперативный теплообменник системы утилизации хладоресурса отходящих паров водорода;
8 – топливный бак РН "Энергия" (блок Ц)

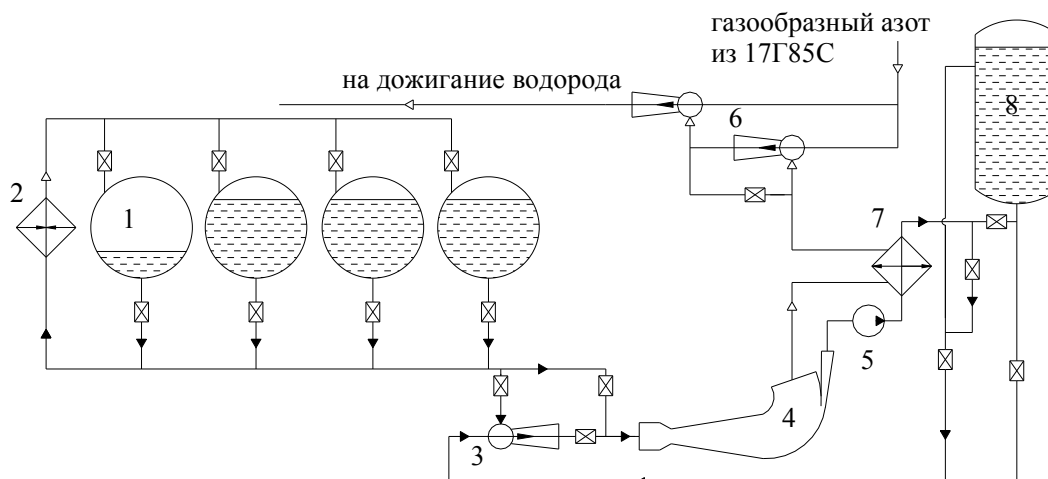


Рис. 4. Принципиальная схема модернизированной вытеснительно-насосной системы заправки и термостатирования охлажденным водородом РН "Энергия" на базе системы 17Г24:

- 1 – резервуар РС-1400/1,0; 2 – теплообменник-испаритель системы наддува резервуаров;
3 – струйный насос; 4 – СОЖ; 5 – насос; 6 – двухступенчатый эжектор;
7 – рекуперативный теплообменник системы утилизации хладоресурса отходящих паров водорода; 8 – топливный бак РН "Энергия" (блок Ц)

Безнасосная система заправки и термостатирования (рис. 2) является самой простой, однако с точки зрения регулирования более предпочтительны схемы с центробежным преднасосом (рис. 3) или с подкачивающим центробежным насосом за диффузором СОЖ (рис. 4).

Насосная схема подачи может являться также основой для разработки новых систем заправки и термостатирования, поскольку позволяет отказаться от использования толстостенных конструкций.

Дополнительный эффект может быть получен за счет установки теплообменника на трубопроводе

поддачи подпитывающего потока ЖВ (поз.7 рис. 3 и 4), использующего хладоресурс пара, отводимого за срезом сопла СОЖ.

Результаты расчета системы заправки и термостатирования на базе СОЖ приведены на графиках рис. 5. Здесь показаны зависимости давления на срезе сопла СОЖ P_2 , обеспечивающего необходимую степень захлаживания ЖВ, от температуры подачи охлаждаемого ЖВ из внешнего бака при различных значениях отводимой тепловой мощности. Для удобства показана также температура насыщения $T_s(P_2)$.

Расход подпитывающего ЖВ зависит, главным образом, от внешних теплопритоков. При температуре подачи ЖВ 19 К для теплопритоков 300 кВт он составляет около 2,32 кг/с, для 700 кВт – около 3,05 кг/с. Некоторая зависимость подпитывающего расхода от температуры в баке при варьировании внешней тепловой мощности объясняется фиксированной геометрией СОЖ. Устранить эту зависимость можно за счет регулирования проточной части СОЖ.

Расчет характеристик систем термостатирования со струйным охладителем жидкости и подкачивающим центробежным насосом (ЦБН) за диффузором СОЖ показали, что они аналогичны графикам рис. 5, но реализуются в более узком диапазоне отводимых тепловых мощностей. Связано это с ограничением по расходам, которое можно снять при регулировании сопла СОЖ.

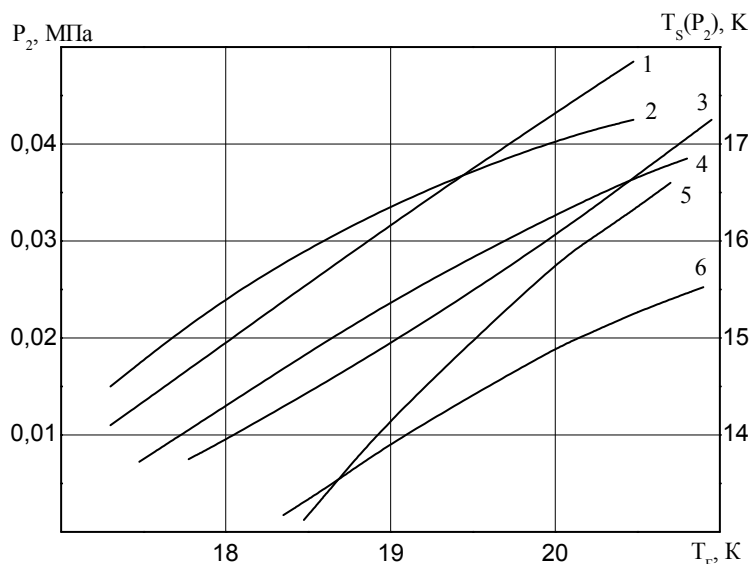


Рис. 5. Характеристики схемы термостатирования с СОЖ и центробежным преднасосом: 1, 3, 5 – P_2 ; 2, 4, 6 – $T_s(P_2)$; 1, 2 – $N_T = 300$ кВт; 3, 4 – $N_T = 500$ кВт; 5, 6 – $N_T = 700$ кВт

Заключение

Водородная криогенная система 17Г24 заправки и термостатирования топливных баков РН является достаточно надежной и на практике подтвердила правомерность заложенных в ней технических решений. Однако нынешний уровень развития криогенной техники позволяет улучшить показатели подобных систем. Предложенные схемы заправки и термостатирования топливных баков криогенными компонентами ракетного топлива позволяют получить значительный выигрыш как по массогабаритным, так и по технико-экономическим показателям. В большой мере это достигается за счет использования струйного охладителя жидкости, в котором процесс испарительного охлаждения сопровождается производством паром работы по повышению полного давления жидкости. Наряду с экономией конструкционных материалов и топлива в схемах реализуется возможность быстрого изменения температурного режима заправки и термостатирования. Поэтому является перспективным использование данных технических решений при создании новых и модернизации криогенной инфраструктуры существующих стартовых комплексов ракетно-космической техники.

Литература

1. Криштал В.Н. Криогенные заправочные системы многоэтапного космического комплекса "Энергия-Буран" / В.Н. Криштал, А.Б. Ленский // *Технические газы*. – 2008. – № 6. – С. 13-20.
2. Создание и совершенствование криогенных заправочных и стендовых комплексов ракетно-космической техники / А.М. Домашенко, В.Н. Криштал, М.В. Красовицкий, Ю.В. Красовицкий, А.Г. Лапин // *Технические газы*. – 2009. – № 1. – С. 27-33.
3. Домашенко А.М. Принципы построения, проблемы и опыт создания криогенных заправочных комплексов для ракетно-космической техники / А.М. Домашенко, В.Н. Криштал // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2007. – № 9 (53). – С. 16-19.
4. Струйная система утилизации жидкого водорода при испытаниях насоса ГТД / И.И. Петухов, Ю.В. Шахов, В.Н. Сырый, Ю.Е. Давыдов, И.П. Косицын // *Прогресс. Качество. Технология: тр. Второго конгр. двигателестроителей Украины с иностр. участием (22 – 25 сентября 1997 г., Рыбачье)*. – К. – Х. – Рыбачье, 1997. – С. 364-369.
5. Архаров А.М. Криогенные заправочные системы стартовых ракетно-космических комплексов / А.М. Архаров, И.Д. Кунис // М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 256 с.

6. Галеев А.Г. Об опыте отработки ракетных двигателей и энергетических установок на водородном топливе и проблемы обеспечения их безопасности / А.Г.Галеев // *Альтернативная энергетика и экология*. - 2007. - № 7 (51). - С. 8-21.

7. Галеев А.Г. Отработка ракетных двигателей и энергетических установок на водородном топливе и проблемы обеспечения их безопасности /

А.Г.Галеев // *Альтернативная энергетика и экология*. - 2008. - № 3 (59). - С. 29-35.

8. Петухов И.И. Расчет статических характеристик струйного охладителя жидкости / И.И.Петухов, Ю.В.Шахов // *Авиационно-космическая техника и технология*. -2010. - № 7 (74). - С. 71-76.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина.

УДОСКОНАЛЕННЯ КРИОГЕННИХ СТЕНДОВИХ КОМПЛЕКСІВ НА БАЗІ СТРУМИННИХ ОХОЛОДЖУВАЧІВ РІДИНИ

І.І. Петухов, Ю.В.Шахов

Розглянуто варіанти модернізації наземної системи зберігання, охолодження і заправки рідким воднем блоку Ц надважкої ракети-носія (РН) "Енергія" шляхом використання замість традиційних теплообмінних пристроїв струминного охолоджувача рідини. Крім значного спрощення конструкції стенду та зниження його матеріаломісткості це дозволяє реалізувати замкнуту схему циркуляції рідкого водню при термостатуванні паливного бака РН. Таким чином забезпечується не тільки економія кріокомпоненту, але і підвищення безпеки процесів заправки і термостатування. Запропоновані в даній статті технічні рішення можуть бути використані при створенні нових та модернізації існуючих системи зберігання, охолодження і заправки рідким воднем паливних баків ракет-носіїв.

Ключові слова: рідкий водень, ракетно-космічна техніка, стендові та стартові комплекси, випарне охолодження, ванни-охолоджувачі, газові ежектори, струминний охолоджувач рідини, безпека.

LIQUID JET COOLER BASED IMPROVED CRYOGENIC BENCH COMPLEX

I.I. Petukhov, Y.V. Shakhov

Variants of modernization of the liquid hydrogen ground-based storage, cooling and refueling system of the superheavy Energy launch vehicle Block C by liquid jet cooler replacement of the traditional heat exchangers were considered. In addition to large stand design simplification and materials consumption reduction it allow to realized the closed circuit circulation of the liquid hydrogen fuel at the launch vehicle fuel tank thermostating. This provides both cryogenic fuel component saving and the fueling and thermostating processes safety enhancement. Proposed in this article technical solutions can be used for development of new and modernization of existing systems for storage, cooling and fueling operation for liquid hydrogen launch vehicle fuel tank.

Key words: liquid hydrogen, rocket and space technology, bench and starting systems, evaporative cooling, cooling vessel, gas ejectors, liquid jet cooler, safety.

Петухов Ілья Іванович – канд. техн. наук, доцент кафедри аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ilya@fsigma.kharkov.ua.

Шахов Юрий Васильевич – ст. научн. сотр. кафедры аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: k205@mail.ru.

УДК 622.577

Д.В. КОНОВАЛОВ*Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. Макарова, Україна*

ТЕРМОПРЕСОРНІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ ДВЗ

В роботі розроблено та проаналізовано схемні рішення термопресорних систем охолодження. Ефективність застосування термопресора проаналізовано для системи охолодження наддувного повітря з одноступінчастим стисканням. Як показали дослідження скорочення потужності, яку споживають компресори склало 7...12%, за рахунок чого в свою чергу вдалося підвищити потужність ДВЗ на 1...2%. Для цілей контактного охолодження наддувного повітря, а також екологічного зволоження наддувного повітря на вході в циліндри двигуна запропоновано спосіб тонкого розпили води в наддувному повітрі термопресором.

Ключові слова: термопресор, наддувне повітря, турбокомпресор, контактне охолодження, двигун внутрішнього згоряння.

Вступ

Резерви підвищення ефективності ДВЗ багато в чому пов'язані з удосконаленням зовнішніх систем, призначених для забезпечення оптимальних початкових параметрів робочого циклу ДВЗ, і перш за все – системи турбонаддуву. Скорочення потужності, яку споживає турбокомпресор наддувного повітря (ТК), забезпечує утворення резерву потужності турбіни ТК, яку можна було б передавати на вал двигуна або використовувати для приводу електрогенератора.

Застосування ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії) дозволяє поєднати два процеси – контактне охолодження наддувного повітря і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора. Термопресія – це підвищення тиску газу у процесі миттєвого випаровування води, упорскуваної в газовий (повітряний) потік, прискорений до швидкості, близької звуковій. При цьому на випаровування води відводиться теплота від наддувного повітря, в результаті чого знижується його температура. Термопресор (ТП) є компактним пристроєм, який за габаритами значно виграє порівняно з іншими охолоджувальними апаратами поверхневого й контактного типу і до того ж забезпечує певне підвищення тиску. Завдяки сумісній дії турбулізації прискореного повітряного потоку та миттєвого випаровування має місце ефективний розпил упорскуваної води.

Метою роботи є підвищення термодинамічної ефективності ДВЗ шляхом охолодження наддувного повітря з одночасним підвищенням його тиску (ефект термопресії), як наслідок, скорочення потужності, що споживає наддувний компресор, і відповідне зростання потужності ДВЗ.

1. Сучасний стан і особливості охолодження наддувного повітря ДВЗ

Охолодження наддувочного повітря застосовують для досягнення двох цілей: підвищення потужності і зниження теплового навантаження деталей ЦПГ двигуна.

Охолодження повітря дозволяє збільшити його густину а отже і масу заряду циліндра двигуна. Збільшення маси заряду повітря в циліндрі дозволяє спалювати більшу кількість палива і виконати основну задачу наддуву – збільшити потужність двигуна.

Поряд з підвищенням потужності двигуна, охолодження дозволяє покращити умови роботи деталей ЦПГ завдяки зниженню температури поршня, втулки і кришки циліндра, органів газообміну.

На рис. 1 наведено схема системи охолодження наддувного повітря з одноступінчастим стисненням повітря. В сучасних суднових дизелях охолоджувач наддувного повітря (ОНП) являє собою теплообмінний апарат з декількома тепловикористовуючими контурами: високотемпературний контур для отримання пари низького тиску, низькотемпературний контур для підігріву живильної води парових котлів, контур системи гарячого водопостачання та опалення, охолодження забортною водою. За ОНП встановлюються віддільники рідини (ВР).

В сучасних ДВЗ для зниження викидів в атмосферу NO_x застосовують зволоження наддувного повітря [1, 2]. Кількість води, що подається у ДВЗ з наддувним півтрям має бути в 3 рази більше від кількості спалюваного палива. Це дозволить знизити емісію азоту на 70...80%. Такий ефект обумовлений тим, що водяна пара внаслідок високої теплоємності відбирає на пароутворення значну кількість теплоти,

що приводить до зниження температури в камері сгоряння. Зважаючи на те, що швидкість утворення NO_x безпосередньо залежить від температури, то чим більше водяної пари в суміші газів у циліндрі, тим нижча температура в зоні горіння та менше утвориться оксидів азоту.

Використання рідини в термопресорі, у випадку його встановлення за ТК дозволить частково або повністю виключити застосування більш складних конструктивно систем зволоження наддувного повітря (НАМ – Humid Air Motor).

Зважаючи на це термопресорне охолодження може дозволить з одного боку забезпечити інтенсивне охолодження повітря, а з другого – забезпечить значно більш ефективне розпилення води в потоці газу зі швидкістю біля звукової.

Відомий спосіб використання енергії відхідних газів дизельних ДВЗ в газовій турбіні, що приводить наддувний компресор підвищеного тиску (понад тиск наддуву), із наступним зниженням температури стисненого повітря спочатку у водяному охолоджувачі наддувного повітря (ОНП), а потім у процесі розширення в турбодетандері до необхідного тиску наддуву двигуна [3, 4]. У роботах [5, 6] показана доцільність використання надлишкової енергії відхідних газів дизельних ДВЗ у турбодетандерних холодильних машинах (ТДХМ) для попереднього охолодження зовнішнього повітря на вході ТК.

2. Особливості процесу термогазодинамічної компресії

В техніці широко використовуються процеси, в яких рух газу по каналах відбувається при різноманітних зовнішніх діях. До них можна віднести зміну площі поперечного перетину каналу, обмін енергією з навколишнім середовищем у вигляді передачі механічної енергії або теплоти, тертя о стінки каналу, зміна витрати газу унаслідок підведення рідини у потік, процес механічної і теплової взаємодії крапель рідини з потоком газу та ін.

Інтенсивне підведення тепла викликає збільшення аеродинамічного опору, а відведення – його зменшення. При інтенсивному відведенні тепла і відповідної організації робочого процесу виявляється можливим не тільки значне зменшення опору, але і збільшення повного тиску в потоці газу. В цьому випадку за рахунок переважаючої теплової дії (відведення теплоти) відбувається підтискання газового потоку. Апарат, в якому за рахунок відведення теплоти від газового потоку відбувається збільшення повного тиску газу, отримав назву *термопресора*.

Відведення теплоти може здійснюватися шляхом контактного теплообміну через стінки каналу і шляхом випарного охолодження уприскуваної в

газовий потік охолоджуючої води. Можливість протікання процесу з підвищенням повного тиску потоку при випарному охолодженні вперше теоретично була показана Л.А. Вулісом [7] в 1946 р. Питання теорії робочого процесу, конструювання і випробування термопресора отримали освітлення в літературі [8 – 10].

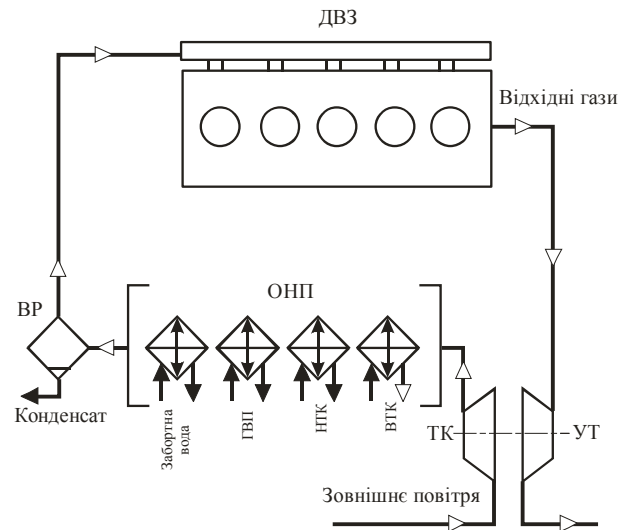


Рис. 1. Схема системи охолодження наддувного повітря суднового середньообертового дизеля:

ВР – віддільник рідини; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; ТК – турбокомпресор; ГВП – система гарячого водопостачання; НТК – низкотемпературний контур; ВТК – високотемпературний контур

В реальному термопресорі процес розширення газу відбувається в добре спрофільованому соплі практично адіабатно. У вузьку частину сопла, де потік газу рухається із швидкістю $(0,5...0,9)M$, подається потік охолоджуючої води, що механічно дрібно розпилюється. В ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, що виражається в розгоні і дробленні крапель і деякому гальмуванню газового потоку, підігріві і випаровуванні крапель, охолодженню газу. Утворюється двофазний потік, що рухається із великою швидкістю, в якому відбуваються процеси тепло- і масообміну, зміна складу парогазожидкостної суміші і всіх параметрів потоку. Ці процеси в тому або іншому ступені продовжуються і в дифузорі, де відбувається загальне уповільнення потоку і збільшення статичного тиску.

В роботі [8, 10] наведено результати експериментальних і теоретичних досліджень. Вони дозволили авторам зробити висновок, що підвищення повного тиску на 20% цілком досяжно. Проведені досліді на малих моделях термопресора ($G_r = 0,25$ кг/с) і низьких значеннях початкових температур ($T_1 = 300...350$ °C) показали, що відносний ефект термопресії досягав 20...30% при $G_r = 0,24$ кг/с.

Все це дає можливість зробити висновок про доцільність застосування термопресора у системі охолодження наддувного повітря при цьому є можливість забезпечення високої інтенсивності процесу охолодження (менші габарити теплообмінника), а також високоефективне розпилення рідини в потоці. Розрахунок термогазодинамічної компресії здійснювався за методиками [7, 9].

3. Розробка та аналіз ефективності схеми системи термопресорного охолодження наддувного повітря ДВЗ

В роботі було розроблено і проаналізовано схемне рішення системи охолодження наддувного повітря із застосуванням термопресорного охолодження. На рис. 2 наведена схема з застосуванням термопресора у якості ОНП за основним турбокомпресором. Повітря всмоктується одноступінчастим турбокомпресором (ТК) і стискається до тиску менше тиску на вході в циліндри ДВЗ. Після цього повітря з високою температурою і тиском поступає на випарне охолодження в термопресор (ТП). При цьому завдяки ефекту газодинамічної компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується до необхідної величини, відповідної на вході в двигун. Остаточне зниження температури здійснюється в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП).

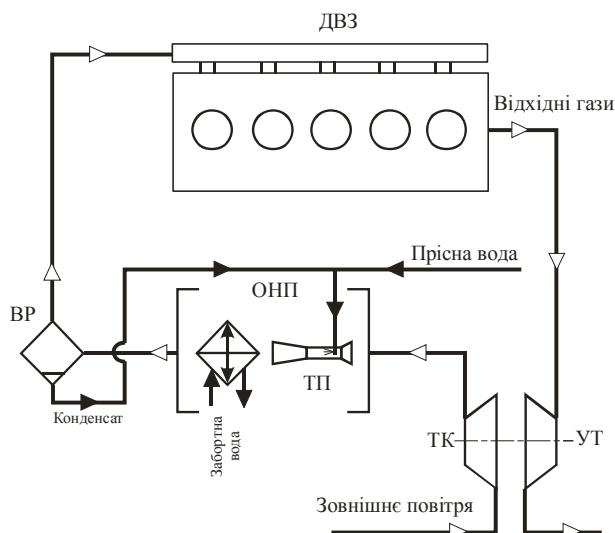


Рис. 2. Схема системи охолодження наддувного повітря із застосуванням термопресора:

ВР – віддільник рідини; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; ТК – турбокомпресор; ТП – термопресор; ПОП – проміжний охолоджувач повітря; УТ – утилізаційна турбіна

Аналіз ефективності схем проводився відносно стандартних класичних схем охолодження наддувного повітря в одноступінчастих турбокомпресорах. Розрахунки здійснені для середньообертового двигуна 5L21/31 фірми MAN B&W з потужністю

$N_e = 1000$ кВт і $n = 1000$ об/хв.

Підвищення тиску в термопресорі $\Delta P_{\text{тп}}$ значно залежить від величини зниження температури при охолодженні $\Delta t_{\text{тп}}$, а отже велике значення має температура повітря на вході $t_{\text{тп1}}$. Температура перед термопресором відповідає температурі повітря на нагнітанні турбокомпресора. Температура повітря перед термопресором складає $t_{\text{тк}} = 150 \dots 240$ °С. Температури за ТК тим вище, чим вище температура на всмоктуванні і степінь підвищення тиску у ТК π_k .

За мінімальну температуру на виході з ТП $t_{\text{тп2}}$ приймалася температура на $2 \dots 3$ °С вище температур точки роси. Температура повітря за термопресором складала $t_{\text{тп2}} = 60 \dots 92$ °С. Температурний перепад в термопресорі (охолодження) складає $\Delta t_{\text{тп}} = t_{\text{тп1}} - t_{\text{тп2}} = 90 \dots 170$ °С. Однак, зниження температури доцільно оцінювати за відношенням температур $\Delta T_{\text{відн}} = (T_{\text{тп1}}/T_{\text{тп2}}) = 1,27 \dots 1,47$.

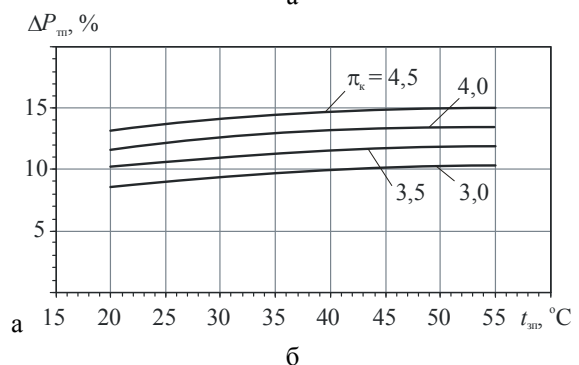
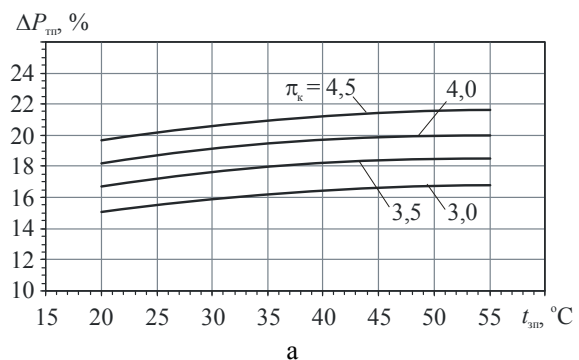


Рис. 3. Відносне підвищення повного тиску в ідеальному термопресорі $\Delta P_{\text{тп}} = P_{\text{тп2}}/P_{\text{тп1}}$ (а) і в реальному термопресорі (б) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{\text{тп}}$

Ефект термопресії буде вище при збільшенні $\Delta T_{\text{відн}}$. Для ідеального термопресора (втрати тиску на подолання гідравлічних опорів не враховуються) підвищення тиску складало $\Delta P_{\text{тп}} = 15 \dots 22$ % (рис. 3, а) – та $\Delta P_{\text{тп}} = 9 \dots 17$ % (рис. 3, б) – для реального термопресора. Більші значення тисків відповідають більш високим температурам зовнішнього повітря ($45 \dots 55$ °С). Підвищення тиску за термопресором знижує π_k турбокомпресорної установки. Так, на-

приклад, при загальному $\pi_k = 4,6$ степінь підвищення тиску для турбокомпресора знижується до $\pi_k = 4,0 \dots 4,1$, а при загальному $\pi_k = 3,0$ до $2,7 \dots 2,8$.

З іншого боку підвищення температури повітря на всмоктуванні збільшує роботу на стискування і як наслідок потужність ТК. При одноступінчастому стисненні зменшення потужності ΔN_{TK} збільшується від 12 до 28 кВт (рис. 4, а) в залежності від π_k або з 7 до 12 % (рис. 4, б) відносно потужності турбокомпресора і з 1,2 до 3,0 % (рис. 5) відносно потужності двигуна.

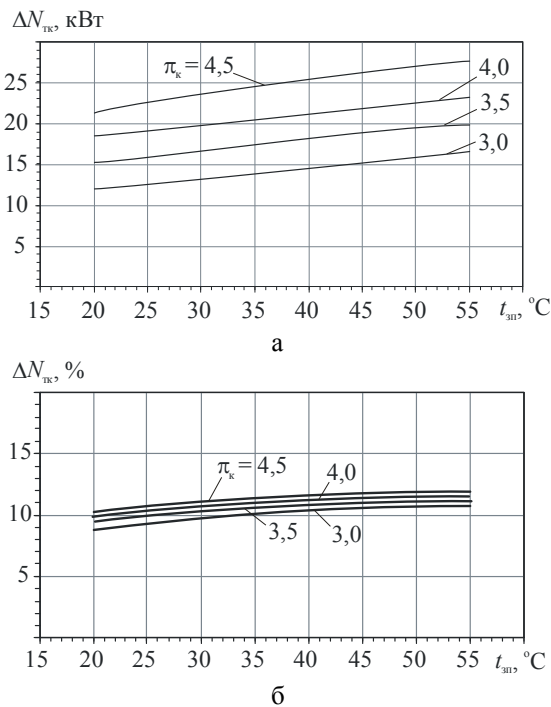


Рис. 4. Зменшення потужності турбокомпресорів ΔN_{TK} в кВт (а) і в % (б) при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{вп}$

Витрата води, що необхідна для повного випаровування у термопресорі G_w складає $0,06 \dots 0,12$ кг/с або $0,2 \dots 0,4$ % відносно витрати наддувного повітря (рис. 6).

З наведеного вище аналізу, можна зробити висновок про доцільність застосування термопресора в одноступінчастій схемі стиснення повітря. Конденсат з віддільника рідини (ВР) доречно застосовувати для впорскування у термопресор (рис. 2).

Висновки

1. Запропоновано принцип охолодження наддувного повітря ДВЗ із одночасним підвищенням тиску – ефект термопресії.

2. Застосування термопресорів у системах охолодження наддувного повітря дає можливість скоротити потужність, яку споживають компресори N_{TK} для одноступінчастої системи наддуву на $7 \dots 12$, за

рахунок чого в свою чергу підвищити потужність двигуна на $1 \dots 2$ % в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ і ступені підвищення тиску π_k .

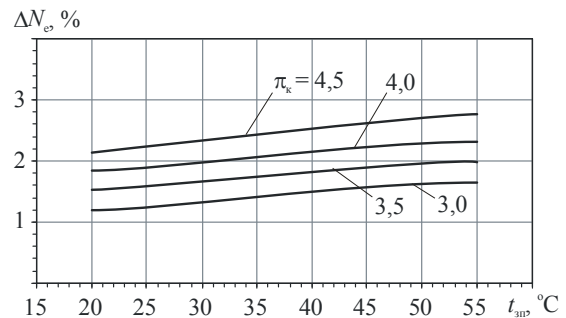


Рис. 5. Відносний приріст потужності ДВЗ ΔN при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{вп}$

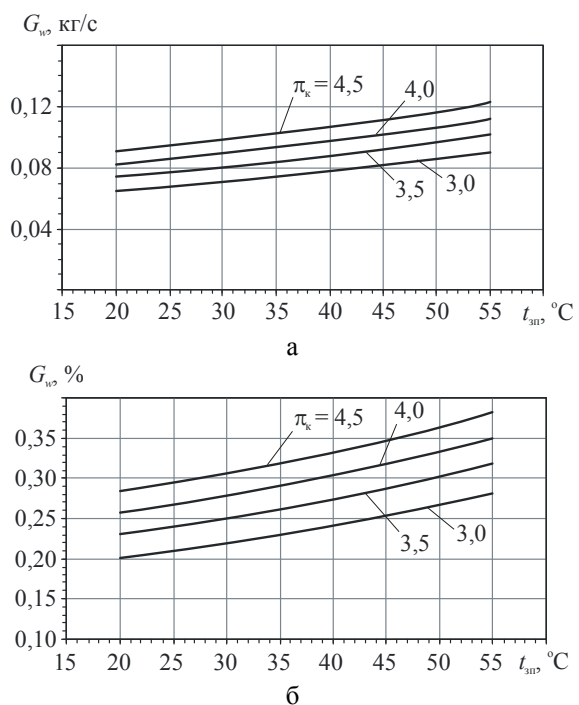


Рис. 6. Абсолютна G_w (а) і відносна g_w (б) витрата води в термопресорі при різних π_k в залежності від температури повітря на всмоктуванні $t_{вп}$

3. З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході ТК ефект від застосування термопресорного охолодження наддувного повітря зростає: збільшується величина скорочення потужності ТК ΔN_{TK} із відповідним зростанням потужності двигуна.

4. Визначено відносні (віднесені до витрати повітря) масові витрати води, яку необхідно упорскувати при повному її випаровуванні в термопресорі, які склали $0,2 \dots 0,4$ %.

5. Для цілей контактного охолодження наддувного повітря, а також екологічного (з метою зменшення емісії оксидів азоту NO_x) зволоження наддувного повітря на вході в циліндри ДВЗ запропоно-

вано спосіб тонкого розпилю води в наддувному повітрі термопресором. Це виключає необхідність застосування складних систем розпилю механічними форсунками.

6. Запропоновано воду, що відводиться у процесі охолодження вологого повітря в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП), використовувати для упорскування в термопресор.

7. При більш високій інтенсивності теплообміну при контактному охолодженні в ТП порівняно з поверхневим у традиційних ОНП відповідно менші габарити ТП порівняно з ОНП.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень у рамках гранту Президента України.

Література

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачян и др. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.
2. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики / В.М. Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.
3. Екологічно чисті газові двигуни внутрішнього згорання з утилізацією низькопотенційної енергії продуктів згорання / А.М. Радченко, М.І. Радченко, Д.В. Коновалов, Л.М. Воробйов // Наукові праці ЧДУ ім. П. Могили. Серія «Техногенна безпека». – Миколаїв: ЧДУ, 2010.

4. Радченко А.Н. Энергосберегающий экологически безопасный судовый кондиционер на базе дизельгенератора / А.Н. Радченко, А.И. Бузник // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 10 (57). – С. 118-122.

5. Радченко М.І. Підвищення ефективності газового двигуна внутрішнього згорання турбодетандерним охолодженням газоповітряної суміші / М.І. Радченко, Д.В. Коновалов, Л.М. Воробйов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 10 (77). – С. 62-65.

6. Радченко Р.Н. Охлаждение воздуха на входе судовых ДВС утилизационной воздушной холодильной машиной / Р.Н. Радченко, А.И. Бузник // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 77-81.

7. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков / Л.А. Вулис. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

8. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термпрессора / В.Л. Ерофеев // Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота: тр. ленинградского ин-та водного транспорта. – Л., 1974. – Вып. 147. – С. 25-30.

9. Живица В.И. Промежуточные охладители с термпрессором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок / В.И. Живица // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.

10. Степанов И.Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок / И.Р. Степанов, В.И. Чудинов. – Л.: Наука, 1977. – 200 с.

Надійшла до редакції 27.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.І. Живица, Одеська державна академія холоду, Одеса, Україна.

ТЕРМОПРЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС

Д.В. Коновалов

В работе разработаны и проанализированы схемные решения термпрессорных систем охлаждения. Эффективность применения термпрессора проанализирована для системы охлаждения наддувного воздуха с одноступенчатым сжатием. Как показали исследования сокращения мощности, которую потребляют компрессоры составило 7...12 %, за счет чего в свою очередь удалось повысить мощность ДВС на 1...2%. Для целей контактного охлаждения наддувного воздуха, а также экологического увлажнения наддувного воздуха на входе в цилиндры двигателя предложен способ тонкого распыла воды в наддувочном воздухе термпрессором.

Ключевые слова: термпрессор, наддувочный воздух, турбокомпрессор, контактное охлаждение, двигатель внутреннего сгорания.

THE TERMOPRESSOR SYSTEMS OF COOLING AIR OF ENGINE SHIPS

D.V. Konovalov

The scheme decisions of the termpressor systems of cooling are developed and analysed in work. Efficiency of application of termpressor is analysed for the system of cooling air with the single-stage compression. As researches of abbreviation of power which are consumed by compressors made 7...12 %, due to what in same queue it was succeeded to promote the internal-combustion engine on 1...2 %. The method of thin disperse water in cooling air of termpressor of purposes of the contact cooling of cooling air and ecological moistening of cooling air on the entrance in the cylinders of engine.

Key words: termpressor, cooling air, turbokompressor, contact cooling, engine.

Коновалов Дмитро Вікторович – канд. техн. наук, доцент кафедри теплотехніки Херсонської філії національного університету кораблебудування ім. Макарова, Херсон, e-mail: dimitriy_ko@mail.ru.

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, Ю.В. ГОРОДЕЦКИЙ, Д.Ю. КОСЬЯНОВ,
П.Н. СУХОРЕБРЫЙ, О.Н. ХОРЕВ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Представлены результаты расчетного исследования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части вертикальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины, разработанной на напор 20 м. Проточная часть включала трапецевидную спиральную камеру, направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасывающую трубу. Моделирование течения проведено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с двухпараметрической моделью турбулентности Ментера (SST) с помощью программного комплекса FlowER-U. Выполнен анализ структуры потока во всех элементах проточной части.

Ключевые слова: гидротурбина, проточная часть, численное моделирование, вязкое течение.

Введение

В Украине большинство крупных гидроагрегатов ГЭС на р. Днепр, построенных в 50-60-х годах прошлого столетия, оснащены в основном вертикальными осевыми поворотно-лопастными (ПЛ) гидротурбинами и в настоящее время модернизируются. Из элементов проточной части замене подлежат рабочее колесо (р.к.) и направляющий аппарат (н.а.), а спиральная камера, статор и отсасывающая труба, являющиеся капитальными сооружениями, остаются неизменными. Модернизация считается экономически эффективной, если мощность модернизированного гидроагрегата увеличится не менее чем на 5%. Это возможно, прежде всего, за счет совершенствования лопастных систем заменяемых р.к. и н.а.

Течение жидкости в осевых ПЛ гидротурбинах имеет сложную пространственную структуру [1 – 4]. Поэтому для рационального проектирования новых или модернизируемых гидротурбин важно знать характеристики пространственного течения во всех элементах проточной части.

В работе представлены результаты численного исследования гидродинамических процессов в элементах проточной части ПЛ гидротурбины, разработанной на напор 20 м, выполненного с помощью программного комплекса FlowER-U.

1. Объект исследования

В качестве объекта исследования выбрана проточная часть номенклатурной гидротурбины ПЛ

20/811-B-50 [5], для которой известны геометрические данные проточной части и универсальная характеристика модели гидротурбины с $D_1 = 0,5$ м, полученная по результатам испытаний на гидродинамическом стенде. Расчетные исследования выполнялись для модели с диаметром р.к. $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м. Исследуемая проточная часть включала: спиральную камеру (с.к.) СУБ-0,43-210°, решетку симметричных профилей н.а. с числом лопаток $z_0 = 28$, высотой $b_0 = 0,43D_1$ и диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,2D_1$, р.к. ПЛ 20/811 с диаметром втулки $d_{вт} = 0,4D_1$, числом лопастей $z_1 = 4$ и отсасывающей трубы с коленом типа КУ-1ПЛ (рис. 1). Расчеты проведены для оптимального значения угла установки лопасти р.к. $\varphi_l = 16^\circ$ при четырех значениях открытия н.а. $a_0 = 55, 65, 75, 85$ мм и соответствующих им значениях приведенного расхода и оборотов, определенных по универсальной характеристике (табл. 1).

Таблица 1
Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
a_0 , мм	55	65	75	85
Q_1 , л/с	1005	1170	1360	1580
n_1 , мин ⁻¹	122	147	175	209
КПД, %	90,5	92	90	82

Исследуемая проточная часть гидротурбины отображается на расчетную сетку с общим числом ячеек около 5,5 млн (рис. 1).

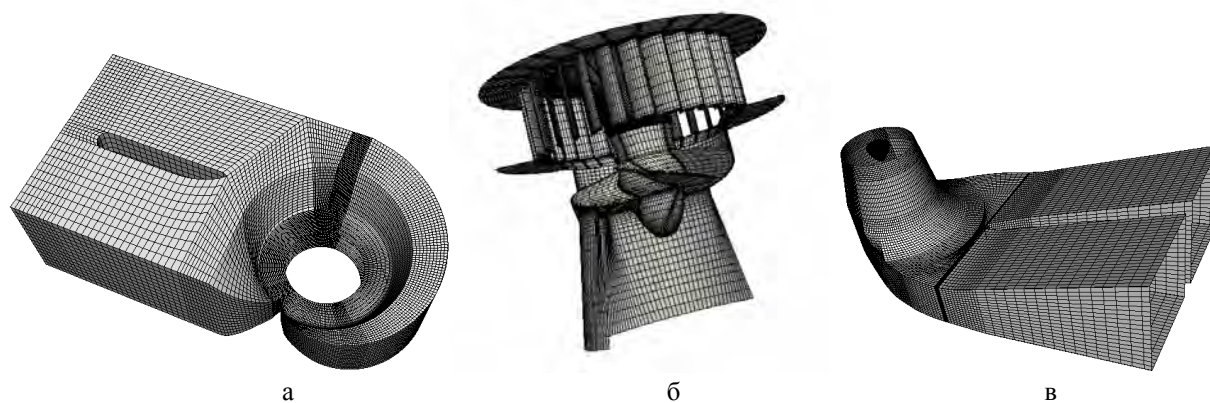


Рис. 1. Исследуемая проточная часть гидротурбины:
а – спиральная камера; б – решетки н.а. и р.к.; в – отсасывающая труба

2. Математическая модель. Численный метод

Моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин выполняется на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость [6].

Для учета турбулентных эффектов используется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности Ментера (SST) [7].

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [6, 8].

3. Результаты расчетного исследования течения

В результате расчетов получена структура пространственного потока в проточной части ПЛ гидротурбины для четырех режимов работы.

На рис. 2 представлено распределение абсолютной скорости и статического давления в спиральной камере для оптимального режима работы гидротурбины (режим 2, табл. 1).

Поток в спирали имеет сложную пространственную структуру. Величина абсолютной скорости V растет при приближении к колоннам статора и плавно уменьшается с увеличением угла охвата спирали. Максимальные ее значения наблюдаются вблизи колец статора, а к середине канала снижаются на 4 – 9%. Значения угла α , формируемого спиральной камерой, существенно зависят от угла охвата φ и значительно меняются по высоте канала. Угол α меняется от 40° при $\varphi = 0^\circ$ до 31° в районе $\varphi = 90^\circ$ и затем повышается до 35° . При угле $\varphi > 210^\circ$ угол α

уменьшается от 104° до 40° . Определение угла, формируемого спиральной камерой, является одной из важнейших задач при расчете потока, поскольку эта информация позволяет оптимально проектировать колонны статора. Сравнение полученных результатов с данными экспериментальных исследований [9] показывает их хорошее количественное и качественное согласование. Кроме того, величина осредненного угла потока $\bar{\alpha} = 33,5^\circ$ в диапазоне угла охвата спирали $\varphi = 0 - 210^\circ$ хорошо соответствует осредненному углу спиральной камеры, рекомендуемому ОСТ для с.к. СУБ-0,43-210° [5].

На рис. 3 представлены изолинии полной скорости V в области за н.а. для оптимального режима. Значения полной скорости и её составляющих, а также угол потока за лопатками н.а. $\alpha_{2\text{пот}}$ имеют меньшие значения в верхней части канала и возрастают к нижнему кольцу н.а. Наибольшее увеличение параметров потока наблюдается в области, составляющей примерно 20 % высоты канала, и связано с поворотом потока в проточной части. С увеличением открытия н.а. расходная составляющая скорости V_r и угол потока также возрастают, причем характер изменения по высоте канала не меняется, за исключением режима с наибольшим расходом.

На рис. 4 представлены изолинии полной скорости V в межлопастном канале р.к. в цилиндрическом сечении (радиус $R = 0,35$ м) для оптимального режима работы. Входная кромка обтекается с небольшим углом атаки, за выходной кромкой образуется след, который выравнивается с основным потоком на расстоянии, примерно равном трети хорды профиля.

Угол потока в относительном движении $\beta_{1\text{пот}}$ в области входных кромок р.к. отличается от лопастного угла $\beta_{1\text{лоп}}$, причем наибольшее отличие достигается у втулки. Для оптимального открытия н.а. и расхода большая часть лопасти (примерно 70%) обтекается с небольшими ($5 \div 7^\circ$) отрицательными

углами атаки. У втулки направление потока изменяется, появляются положительные углы атаки, которые увеличиваются при уменьшении открытия н.а. и расхода и достигают $30\div 40^\circ$. При увеличении отк-

рытия н.а. эпюра $\beta_{\text{пот}}$ выравнивается по ширине канала и лопасть обтекает с отрицательными углами атаки, не превышающими $8\div 10^\circ$.

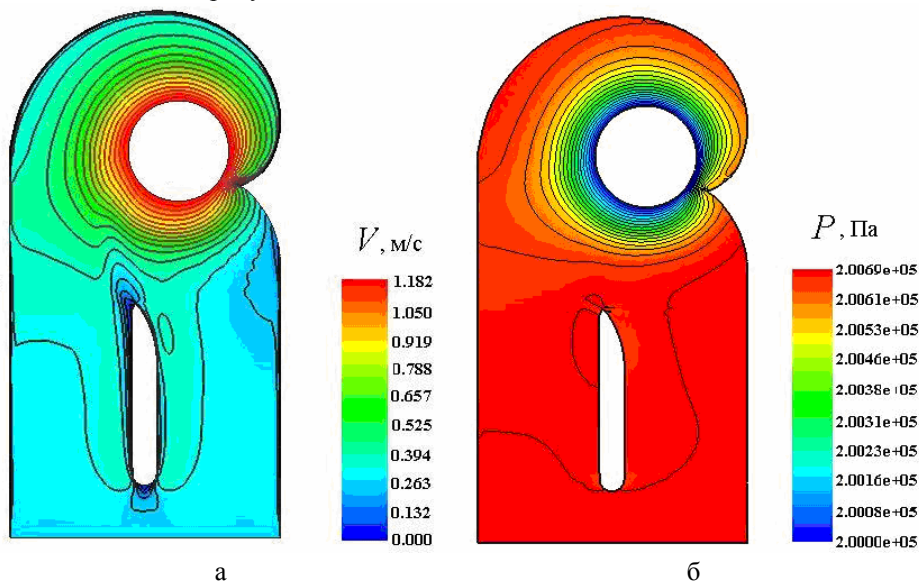


Рис. 2. Распределение абсолютной скорости V (а) и статического давления P (б) в спиральной камере

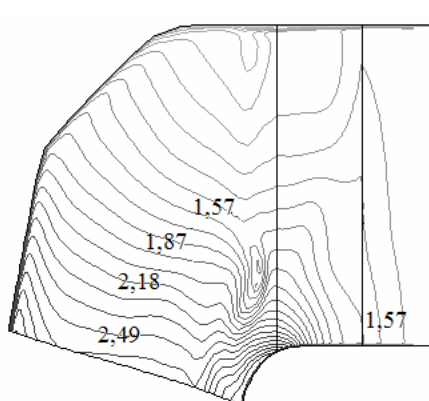


Рис. 3. Изолинии полной скорости в области за н.а.

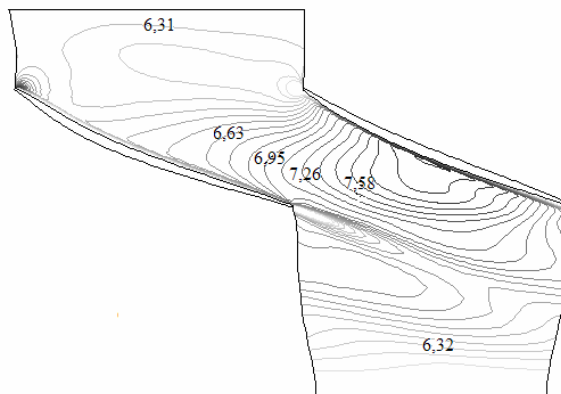


Рис. 4. Изолинии полной скорости в межлопастном канале р.к.

На рис. 5 показан отрыв потока и образование вихря в области входной кромки у втулки р.к. для режима с максимальным расходом (режим 4).

Поток за р.к. на входе в отсасывающую трубу имеет существенную закрутку по ширине канала, которая может принимать как отрицательные, так и положительные значения, в зависимости от режима работы.

Визуализация течения в отсасывающей трубе в виде изолиний полной скорости V для четырех режимов работы представлены на рис. 6. Неравномерность потока в отсасывающей трубе наблюдается по всей длине трубы, значительная часть которой занята потоком с малыми значениями скорости. Это связано с поворотом и расширением канала.

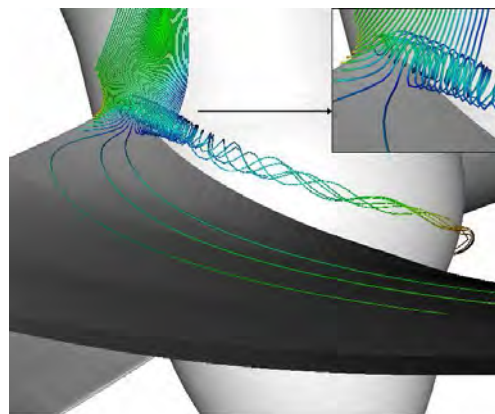


Рис. 5. Отрыв потока и образование вихря в области входной кромки у втулки р.к.

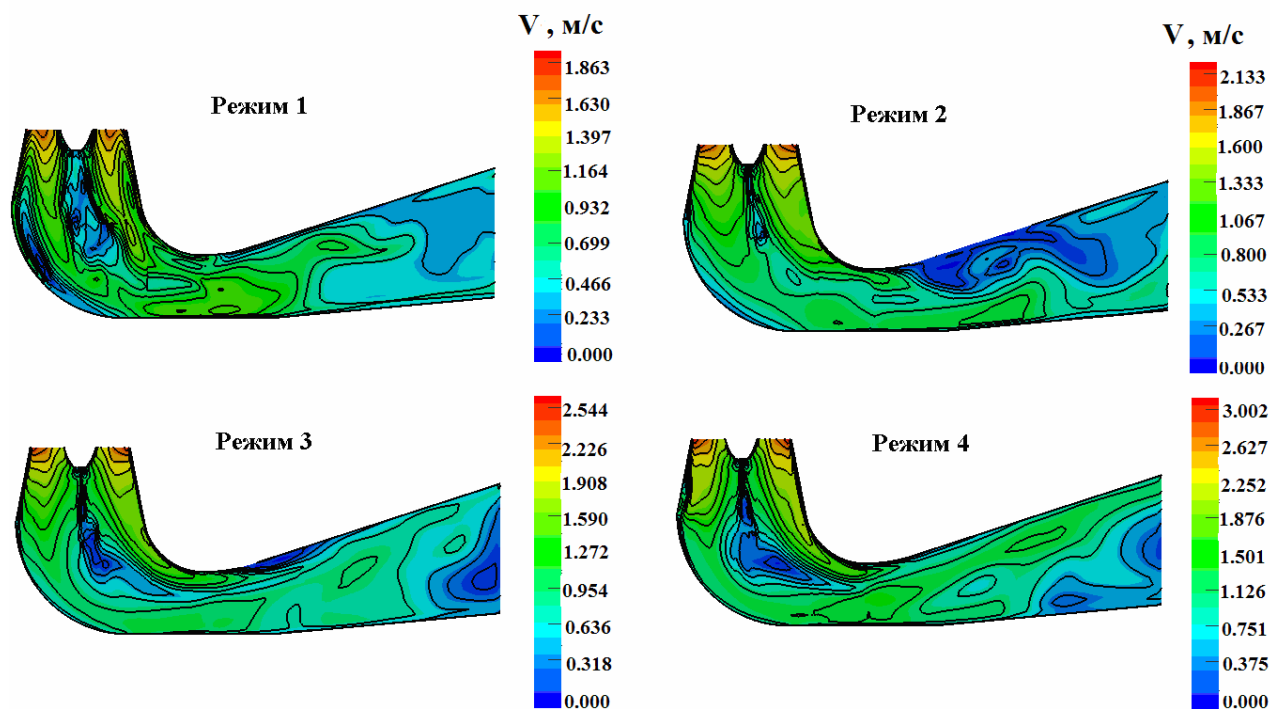


Рис. 6. Изолиний полной скорости V в отсасывающей трубе для четырех режимов

Заключение

Расчетное исследование трехмерного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины позволило получить новые данные о структуре пространственного потока. Выполненный анализ течения жидкости в проточной части поворотно-лопастной осевой гидротурбины и хорошее совпадение с известными экспериментальными исследованиями, позволяют сделать вывод о возможности использования программного комплекса *FlowER-U* для разработки новых и совершенствования существующих проточных частей гидротурбин.

Литература

1. Барлит В.В. Гидравлические турбины / В.В. Барлит. – К.: Вища шк., 1977. – 360 с.
2. Квятковский В.С. Рабочий процесс осевой турбины. Ч.1. Тр. Всесоюз. ин-т гидр. машиностроения / В.С. Квятковский. – М.: Машигиз, 1951. – 155 с.
3. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин / И.Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.
4. Исследование кинематики потока перед ра-

бочим колесом и за ним поворотно-лопастной осевой гидротурбины на напор 30-40 м / П.С. Завьялов, А.Е. Сушко, И.С. Веремеенко, А.В. Бондаренко, Н.А. Федоренко // Гидравл. машины. – Х., 1977. – 11. – С. 39-44.

5. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые. – Л., 1984. – 263 с.

6. Русанов А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимоноотонной схемы Годунова повышенной точности / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4-7.

7. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – 32, № 8. – P. 1598-1605.

8. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Еришов. – Х.: Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины, 2008. – 275 с.

9. Михайлов И.Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций / И.Е. Михайлов. – М.: Энергия, 1970. – 272 с.

Поступила в редакцию 24.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. отделом В.И. Гнесин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

**ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ
ОСЬОВОЇ ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ**

А.В. Русанов, Ю.В. Городецький, Д.Ю. Косьянов, П.М. Сухоребрий, О.М. Хорєв

Наведено результати розрахункового дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині вертикальної осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни, розробленої на напір 20 м. Проточна частина вміщувала спіральну камеру, направляючий апарат, робоче колесо та відсмоктувальну трубу. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з двопараметричною моделлю турбулентності Ментера (SST) за допомогою програмного комплексу FlowER-U. Виконано аналіз структури потоку в усіх елементах проточної частини.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, чисельне моделювання, в'язка течія.

**NUMERICAL INVESTIGATION OF PHYSICAL PROCESSES
IN THE FLOW PART OF KAPLAN TURBINE**

A.V. Rusanov, Yu.V. Gorodeckiy, D.Yu. Kosyanov, P.N. Souhorebry, O.N. Khoriev

Presents the results of current studies of the spatial flow of viscous incompressible fluid flow in Kaplan turbine, designed by the pressure of 20 m. The flow-through part includes a spiral case, guide vanes, runner and draft tube. Modeling of flow was carried out on the basis of the numerical integration of the Reynolds equations with a two-parameter model of turbulence Menter (SST) using software of complex FlowER-U. The analysis of flow patterns in all parts of the flow part.

Key words: turbine, running part, numerical simulations, the viscous flow.

Русанов Андрей Викторович – д-р техн. наук, старший научный сотрудник, зам. директора по научной работе, заведующий отделом гидроаэромеханики энергетических машин Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Городецкий Юрий Владимирович – аспирант, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

Косьянов Дмитрий Юрьевич – аспирант, ведущий инженер, Национальный технический университет «ХПИ», Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

Сухоребрий Петр Николаевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник, Харьков, Украина, e-mail: suhor@ipmach.kharkov.ua.

Хорєв Олег Николаевич – канд. техн. наук, научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

УДК 621.548.5

Т.А. ПАРХОМЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ПАРАМЕТРЫ, ПОВЫШАЮЩИЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНО-ОСЕВОЙ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

В статье определены качественные геометрические соотношения лопастной системы вертикально-осевой ветроэнергетической установки (ВЭУ) на этапе проектирования. На базе опытного образца были проведены испытания различных геометрических вариантов лопастей, определены оптимальные углы их установки и составлены необходимые соотношения для проектирования ветроколеса. Отмечено, что кардинальное значение при проектировании ВЭУ имеет правильный выбор геометрии лопастной системы, а самозапуск ВЭУ практически невозможен при величине хорды, меньшей 10% значения диаметра ветроколеса.

Ключевые слова: вертикально-осевая ветроэнергетическая установка, лопасть, хорда, аэродинамический профиль, самозапуск, постоянные магниты.

Введение

С технологическим развитием человечества значительно возросла потребность в энергоносителях, обеспечивающих надежное и бесперебойное, но в то же время, и недорогое, обеспечение электроэнергией. Традиционные методы добычи энергии, основанные на полезных ископаемых, сильно устарели и ввиду их ограниченности уже не в состоянии обеспечивать ежедневные потребности человека. Кроме того, на первое место выходят повышенные требования к экологической чистоте добываемой энергии. В этих условиях большинство развитых стран отдают предпочтение развитию так называемой нетрадиционной энергетики, основанной на возобновляемых источниках электричества (солнце, ветер и т.д.).

Кроме того, нетрадиционные источники энергии (НИЭ) имеют значительное предпочтение в отдаленных местах, куда сложно и очень дорого, а иногда и просто невозможно, провести линии электропередачи (ЛЭП), обеспечивающих потребителя необходимым электричеством.

Одним из таких отдаленных потребителей, безусловно, являются и ракетно-космические комплексы (РКК). В условиях изолированности от городских застроек, прилегающая к РКК территория является идеальной для эффективной работы ветроэнергетических установок (ВЭУ), которые способны обеспечить бесперебойную работу системы резервного электропитания стратегических объектов при наличии ветрового потенциала. Преимущество в этом случае имеют ВЭУ с вертикальной осью вращения, которые не нуждаются в устройствах ориентации на ветер, так как все время ротор находится в

оптимальном положении относительно ветрового потока.

Тем не менее, разработка и установка конкретной ВЭУ требует серьезной конструкторской работы и очень часто эффективность ветроагрегата напрямую зависит от точности и качества проделанной конструктором работы. Поэтому, **целью данного исследования** является определение необходимых оптимальных соотношений и конструкторских решений на этапе проектировки ветроэнергетической установки заданной единичной мощности.

Основной материал

Эффективность работы ротора напрямую зависит от качества и характеристик лопастной системы ВЭУ. По данным [1, 2], лопастная система характеризуется следующими параметрами:

- ометаемая ротором площадь, S ;
- форма лопастей (аэродинамический профиль), а также их количество, i ;
- хорда лопасти, b ;
- коэффициент заполнения (затенения), σ ;
- удлинение лопасти, λ
- углом установки лопастей, β .

Таким образом, для оптимальной совокупности вышеуказанных параметров на базе лаборатории ЦНИЛАТЕМ каф. 402 Национального аэрокосмического университета «ХАИ» был разработан опытный образец вертикально-осевой ВЭУ со следующими характеристиками: диаметр ветроколеса (ВК) $D = 1$ м; высота $h = 1$ м; количество лопастей $i = 3$, масса ротора – 10 кг, материал лопастей – дерево. Для проведения эксперимента было изготовлено два комплекта лопастей с одним аэродинамическим

профилем типа S 1049 17 % толщины, но с различными величинами хорд b . Хорды были изготовлены, исходя из соотношений $b_1 = 0,05 \cdot D$ и $b_2 = 0,1 \cdot D$. Также были разработаны два набора лопастей с аналогичными хордами для двухярусного ротора, в котором лопасти 1-го и 2-го яруса смещены друг относительно друга на 60° . Угол установки лопастей можно было изменять в пределах от 0 до 20° .

Кроме того, для частичной разгрузки опорного подшипника были использованы два постоянных магнита типа FeB, один из которых был закреплен на нижней опоре, а второй крепился к валу ВК. Они были установлены друг относительно друга противоположными полюсами.

Ветровой поток имитировался при помощи лабораторного вентилятора, запитанного через автотрансформатор двигателем. Скорость ветра измерялась чашечным анемометром (к сожалению, ввиду технических трудностей, ветровой поток ограничивался на отметке 6,2 м/с), частота вращения ветроколеса – фотоэлектрическим счетчиком импульсов (ФСИ).

Для упрощения экспериментальной части, фиксировалось только количество оборотов ротора в минуту, по результатам которых делался вывод о пригодности того или иного образца. Результаты проведенных экспериментов приведены на рис. 1.

Как видно из графиков зависимости $n = f(V)$, представленной на рис. 1, угол установки лопастей β , величина хорды b и, в свою очередь, коэффициент заполнения σ , существенно влияют на количество оборотов ВК, что в свою очередь, повышает эффективность работы ВЭУ в целом. К сожалению, изготовление лопастей из дерева не позволило достичь высокой точности изготовления, что существенно снизило аэродинамическое качество профиля, поэтому количество оборотов в минуту несколько занижено. Тем не менее, тенденция роста оборотов для лопастей с хордой b_2 и с применением двухярусного ротора заметна, что позволяет сделать необходимые заключения.

Рассмотрим подробнее параметры, определяющие работу ВК.

Ометаемая площадь вертикально-осевой ВЭУ равна произведению высоты ротора h на его диаметр D и выбирается по величине заданной мощности P . В отличие от горизонтально-осевых ВЭУ, где ометаемая площадь определяется только радиусом ветроколеса ВК, в вертикально-осевых установках в условиях ограниченности местности (например, хоз. двор), имеется возможность достичь желаемой мощности за счет увеличения высоты ВК h , т.е. удлинения лопастей. Но это увеличение ограничивается прочностными требованиями к конструкции, так как может возникнуть критический опро-

кидывающий момент. Конечно, этот предел можно сместить в сторону более высоких значений за счет дополнительного укрепления опорной конструкции ВЭУ, но это может быть экономически невыгодно, так как дополнительные затраты на прочность опоры могут стать несоизмеримы с выигрышем по получаемой мощности. В общем случае, рекомендуется принимать высоту ВК h , исходя из соотношения [2]:

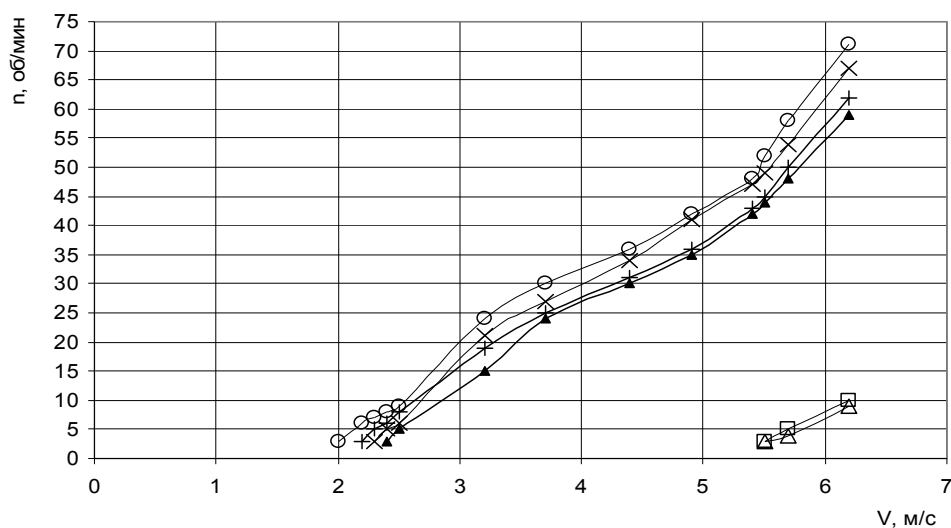
$$h \geq 0,6 \cdot D.$$

С точки зрения гарантированного самозапуска ВК целесообразно использовать количество лопастей $i = 3$, так как при этом максимально исключается взаимное уравнивание действующих на лопасти сил при воздействии ветрового потока. Исходя из полученных результатов видно, что использование двухярусного ротора более предпочтительно, так как при этом уменьшается воздействие так называемой «мертвой зоны», когда одна лопасть уже пересекла ветровой поток, а следующая еще не вышла в оптимальное положение. Смещение же лопастей на 60° позволяет уменьшить неравномерность тянущих сил за один оборот ВК и повышает его способность к самозапуску.

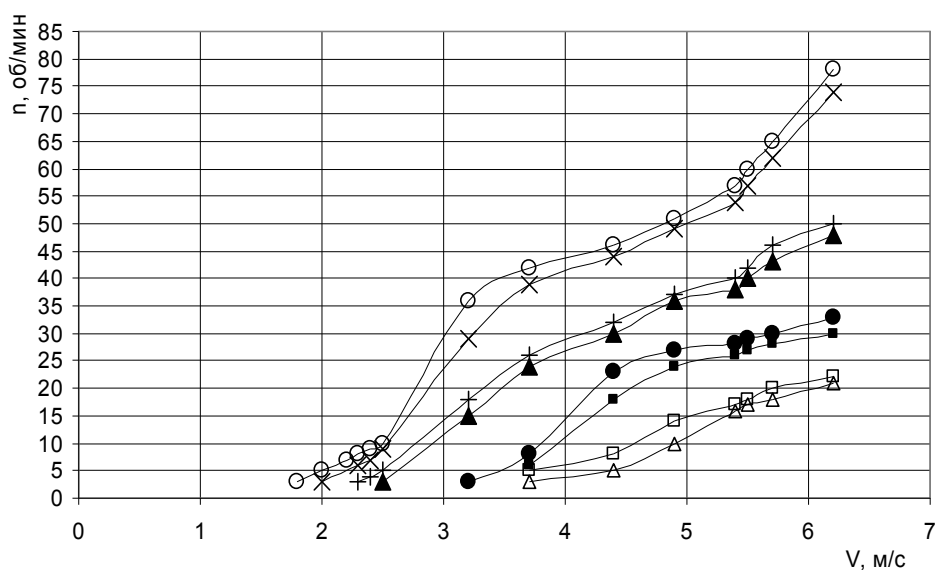
Величину хорды b более предпочтительно определять исходя из соотношения $b \geq 0,1 \cdot D$ [2, 4], так как уменьшение ее значения ниже указанной величины не обеспечивает необходимой величины тянущей силы даже при оптимальном угле установки и использовании двухярусного ротора.

Также в ходе исследования было установлено, что величины подъемной силы и силы лобового сопротивления существенно зависят от угла установки лопастей. В ходе данных испытаний было установлено, что оптимальным углом установки является угол $\beta = 7,5^\circ$ для хорды в 100 мм и $\beta = 15^\circ$ для хорды в 50 мм (рис. 1, б, в), т.е. неверно установленные лопасти могут не обеспечить возникновение необходимой тянущей силы, что может привести даже к отсутствию самозапуска ротора (наблюдалось в ходе экспериментов при угле установки лопастей ниже 5°). Данную величину целесообразно определять экспериментально для каждого отдельного случая, и в зависимости от различных аэродинамических параметров профиля она может колебаться от 5 до 15° .

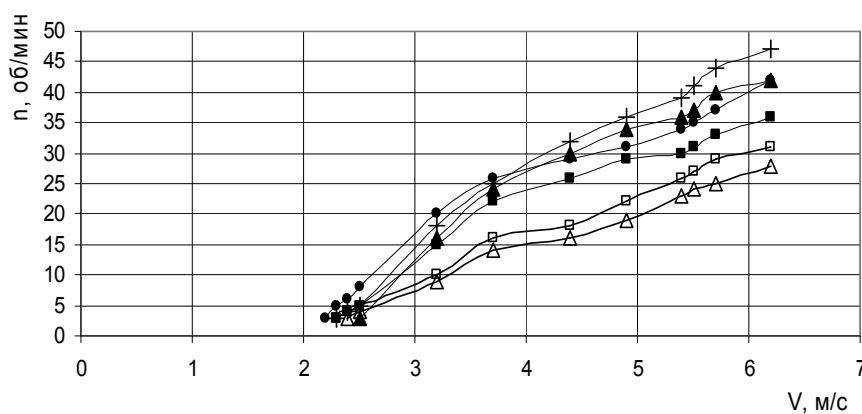
Кроме того, было получено положительное влияние использования магнитной левитации на работу ВК. Как видно из графиков рис. 1, применение магнитного подвеса повысило количество оборотов ротора. К сожалению, применение ПМ с недостаточной коэрцитивной силой не позволило полностью осуществить подвешивание ВК, но применение современных магнитов на основе NeFeB, имеющих на порядок выше коэрцитивную силу, позволяют удерживать необходимый вес ВК.



а



б



в

Рис. 1. Зависимость количества оборотов ВК от скорости набегающего потока при углах установки лопастей: $\beta = 5^\circ$ (а); $\beta = 7,5^\circ$ и $\beta = 10^\circ$ (б); $\beta = 15^\circ$ (в):

— Δ — вариант $b = 1/20 \cdot D$; — $\square$ — вариант $b = 1/20 \cdot D$ с использованием постоянных магнитов ПМ;
 — $\blacksquare$ — вариант $b = 1/20 \cdot D$ для двухярусного ВК; — $\bullet$ — вариант $b = 1/20 \cdot D$ для двухярусного ВК с использованием ПМ; — $\blacktriangle$ — вариант $b = 1/10 \cdot D$; — $+$ — вариант $b = 1/10 \cdot D$ с использованием ПМ;
 — $\times$ — вариант $b = 1/10 \cdot D$ для двухярусного ВК; — $\circ$ — вариант $b = 1/10 \cdot D$ для двухярусного ВК с использованием ПМ

Выводы

Таким образом, кардинальное значение при проектировании ВЭУ имеет правильный выбор геометрии лопастной системы. Были установлены оптимальные значения и соотношения параметров, определяющих эффективность ВК, и установлено, что, зачастую, верный вариант можно получить только экспериментальным путем. Конечно, при проектировании ВЭУ основные характеристики конструктор может определить и расчетным путем в случае отсутствия возможности создания опытного образца. При этом, безусловно, каждый из возможных способов прогнозирования рабочих характеристик ВЭУ имеет свои преимущества и недостатки, среди которых можно отметить дороговизну и сложность изготовления натурного образца, которые с другой стороны окупаются максимальной приближенностью к реальности. Теоретические же расчеты, основанные на базе импульсных моделей и метода дискретных вихрей [1; 3], позволяют экономить деньги и время, но их точность не всегда

будет оптимальна и поэтому на стадии опытного образца всегда приходится уточнять и дорабатывать полученные результаты.

Литература

1. Кривцов В.С. *Неисчерпаемая энергия. Кн. 2. Ветроэнергетика: учебник* / В.С. Кривцов, А.И. Яковлев. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2004. – 519 с.
2. Рожкова Л.Г. *Новые формы профилей лопастей вертикально-осевых ветроустановок средней мощности: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17* / Л.Г. Рожкова. – Сумы, 2003. – 196 с.
3. Затучная М.А. *Расчет ветротурбин с вертикальной осью вращения: метод. пос.* / М.А. Затучная, А.И. Яковлев. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2002. – 62 с.
4. Неграш А.С. *Исследование и разработка метода расчета аэродинамических характеристик ветряных двигателей с вертикальной осью вращения: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.01* / А.С. Неграш. – М, 1987. – 246 с.

Поступила в редакцию 21.05.2011

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.А. Маляренко, Харьковская национальная академия городского хозяйства, Харьков, Украина.

ПАРАМЕТРИ, ЯКІ ПІДВИЩУЮТЬ ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Т.О. Пархоменко

У статті визначені якісні геометричні співвідношення лопатевої системи вертикально-осьової вітроенергетичної установки на етапі проектування. На базі дослідного зразка були проведені дослідження різноманітних геометричних варіантів лопатей, встановлені оптимальні кути їх встановлення та складені необхідні співвідношення для проектування вітроколеса. Відмічено, що кардинальне значення при проектуванні ВЕУ має правильний вибір геометрії лопатевої системи, а самозапуск ВЕУ практично неможливий при величині хорди, що менша за 10% значення діаметру вітроколеса.

Ключові слова: вертикально-осева вітроенергетична установка, лопать, хорда, аеродинамічний профіль, самозапуск, постійні магніти.

CHARACTERISTIC RAISING VERTICAL AXIS WIND-ENERGETIC TURBINE EFFICIENCY WORK

T.A. Parkhomenko

In paper was the definition of quality geometry relationships of vertical axis wind-energetic turbines blade system during designing. The testing different blade variations was made on the basis of experimental model, an optimal angles of their placing was defined and also necessary proportionals for designing of windwheel was made up. Was mention that a cardinal value at planning of VEU has a correct choice of the blade system geometry, and self-starting of VAWT practically imposible when we use chord less than 10 % winddheel diameter value.

Key words: vertical axis wind-energetic turbines, blade, chord, aerofoil, self-starting, permanent magnets.

Пархоменко Тарас Александрович – младший научный сотрудник лаб. ЦНИЛАТЭМ каф. нетрадиционных источников энергии Национального аэрокосмического университета «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: tarasparkhomenko@gmail.com.

УДК 621.54

О.В. ВЕДЕРНИКОВ, Р.А. ШЕВЧЕНКО, А.А. ШТЫКОВ

ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

ОБЕСПЕЧЕНИЕ МАКСИМАЛЬНО ВОЗМОЖНОГО ЗНАЧЕНИЯ МОЩНОСТИ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТВаД СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Рассмотрена возможность обеспечения максимального значения мощности ТВаД в условиях высоких температур окружающего воздуха путем использования закона регулирования с косвенным определением (пересчетом через измеряемые параметры) полной температуры газа перед турбиной компрессора. Определена целесообразность и сфера применения данного закона регулирования. Описана использованная на практике методика расчета параметров косвенного определения температуры газа перед турбиной компрессора через измеряемые параметры для одного из ТВаД, разрабатываемого на ОАО «Мотор Сич».

Ключевые слова: турбовальный двигатель, высокая температура наружного воздуха, мощность, температура газа, закон регулирования, косвенное определение.

Введение

В настоящее время одной из задач, которые стоят перед разработчиками ТВаД, является обеспечения максимально возможного значения мощности в условиях высоких температур наружного воздуха.

Актуальность этой задачи обусловлена эксплуатацией вертолетов одной модели при температурах окружающего воздуха t_n от минимальной арктической до максимальной тропической.

Для согласования работы вертолета и двигателя в широком диапазоне климатических условий возникает необходимость установки более мощного ТВаД, обеспечивающего потребное значение мощности на выводном валу N_B при высоких температурах наружного воздуха. Однако, чрезмерное переразмеривание двигателя приводит к увеличению его массы и удельного расхода топлива на режимах пониженной мощности. В связи с этим, у ТВаД при низких t_n поддерживается заданный уровень мощности, а при высоких температурах наружного воздуха – определенный уровень параметров рабочего цикла двигателя, обеспечивающий необходимый ресурс.

В данной статье рассмотрен способ обеспечения максимально возможного значения мощности малоразмерного ТВаД при условии обеспечения заданного уровня ресурса его основных деталей.

1. Влияние закона регулирования на основные параметры ТВаД

ТВаД имеет три основных регулируемых параметра: мощность на выводном валу N_B , частота вра-

щения ротора турбокомпрессора n_{TK} и полная температура газа перед турбиной компрессора $T_{Г}^*$. Кроме того, от частоты вращения напрямую зависят напряжения, возникающие в деталях ротора турбокомпрессора, а от полной температуры газа перед турбиной компрессора – температуры элементов двигателя, влияющие на их механические свойства (σ_T , E) и на внутренние напряжения в них. Таким образом, n_{TK} и $T_{Г}^*$ являются эффективными средствами контроля и ограничения величин, во многом определяющих надежность и ресурс основных деталей двигателя.

Выбор предельно допустимых значений n_{TK} и $T_{Г}^*$ выполняется из условия обеспечения требуемых эксплуатационных характеристик двигателя в составе вертолета и обеспечения заданного ресурса основных деталей.

На этапе определения основных параметров рабочего цикла двигателя задается максимальное значение температуры окружающего воздуха $t_{n\text{огр}}$, до которого следует поддерживать мощность. При этом мощность на выводном валу при низких температурах наружного воздуха поддерживается постоянной за счет уменьшения расхода топлива (дросселирования). С ростом температуры окружающего воздуха начиная с заданного значения $t_{n\text{огр}}$ мощность снижается, а постоянным поддерживается значение одного из регулируемых параметров (n_{TK} или $T_{Г}^*$), который в данных климатических условиях является лимитирующим.

Частота вращения ротора турбокомпрессора может быть достаточно просто и точно замерена, поэтому ее регулирование легко реализовать.

Установка датчиков полной температуры газа перед турбиной компрессора нежелательна вследствие некоторого снижения ее к.п.д. из-за их влияния, а также из-за небольшого ресурса их работы в высокотемпературной окислительной среде.

В некоторых ТВаД класса мощности 1500...2500 л.с. возможна установка термпар за турбиной компрессора. В этом случае регулируемым параметром вместо T_{Γ}^* становится полная температура газа за турбиной компрессора $T_{\text{ТК}}^*$.

В малоразмерных высокотемпературных ТВаД практически исключена возможность установки термпар за турбиной компрессора, поэтому их устанавливают за свободной турбиной. Таким образом, регулируемым параметром становится именно полная температура газа за свободной турбиной $T_{\text{СТ}}^*$. При работе двигателя с законом регулирования $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ с увеличением температуры наружного воздуха $t_{\text{Н}}$ и отборов воздуха на нужды вертолета $G_{\text{ОТБ}}$ резко изменяется значение срабатываемого на турбине теплоперепада. Таким образом, при $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ значение T_{Γ}^* снижается, что приводит к резкому падению мощности на выводном валу двигателя.

Для количественной оценки снижения мощности при использовании закона регулирования $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ по сравнению с $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ использована математическая модель одного из разрабатываемых на ОАО «Мотор Сич» ТВаД.

Данная математическая модель разработана на основании экспериментальных характеристик узлов и идентифицирована по результатам испытаний.

В рассматриваемом двигателе замер температуры газа производится за свободной турбиной.

При расчете климатических характеристик параметры двигателя определены как без отборов воздуха на нужды вертолета, так и с учетом данных отборов. Это связано с тем, что увеличение величины отбора воздуха на нужды вертолета приводит к существенному повышению температуры газа.

Климатические характеристики рассматриваемого ТВаД определены в условиях $H = 0$, $M = 0$. При работе двигателя без отборов воздуха на нужды вертолета заданное значение мощности на выводном валу поддерживается до $t_{\text{Н}} = +35^\circ\text{C}$. Свыше данной температуры окружающего воздуха, а также при расчете параметров двигателя с учетом отбора воздуха ($G_{\text{ОТБ}} = 5\%$) обеспечивается не превышение максимально допустимых значений $n_{\text{ТК}}$ и T_{Γ}^* .

Рассмотрено два случая ограничения полной температуры газа перед турбиной компрессора. В первом случае в качестве закона регулирования используется закон $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$. В качестве максимально допустимого значения $T_{\text{СТ}}^*$ принята величина температуры газа за свободной турбиной при $t_{\text{Н}} = +35^\circ\text{C}$ (в случае определения параметров дви-

гателя без отборов воздуха на нужды вертолета).

Во втором случае, в качестве закона регулирования выбран $T_{\Gamma}^* = \text{const}$, т.е. тот закон регулирования, который, обеспечил бы получение максимальное значение мощности на выводном валу.

Климатические характеристики рассматриваемого ТВаД с описанными выше законами регулирования представлены на рис. 1.

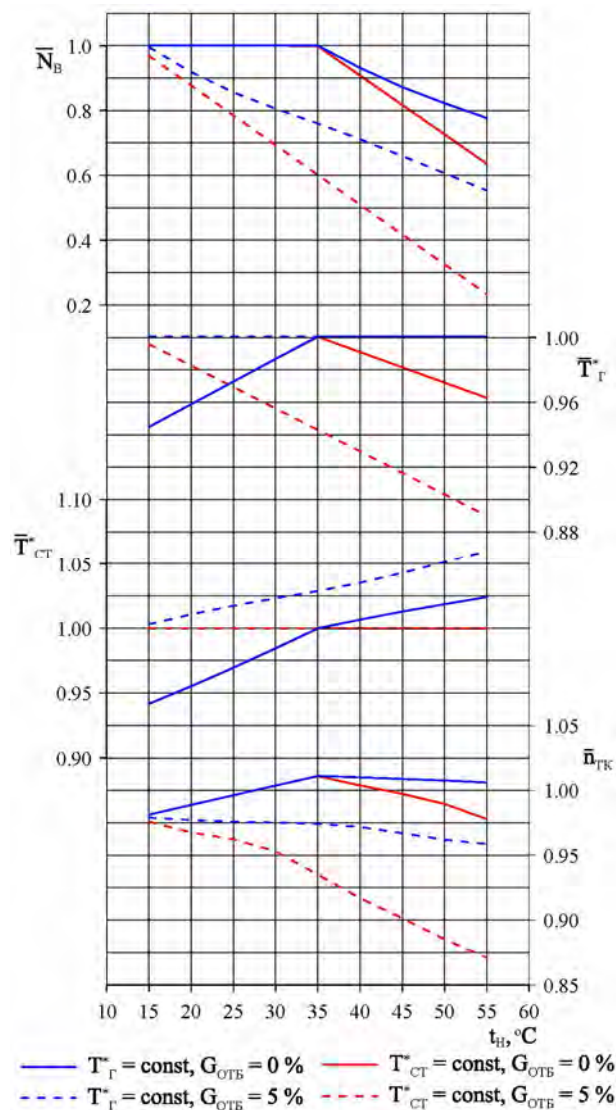


Рис. 1. Климатические характеристики ТВаД с законами регулирования $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ и $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$

Из рис. 1 видно, что при $t_{\text{Н}} = +55^\circ\text{C}$ при работе двигателя с поддержанием $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ мощность составляет 78 % от заданного значения, а при $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ – 64 %. При работе двигателя с отбором воздуха на нужды вертолета ($G_{\text{ОТБ}} = 5\%$) при $t_{\text{Н}} = +55^\circ\text{C}$ мощность на выводном валу составляет 56 % и 23 % (от заданного значения) при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ и $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ соответственно.

Таким образом, использование закона регулирования $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ по сравнению с законом

$T_{\Gamma}^* = \text{const}$ приводит к снижению мощности на 14 % при работе двигателя без отбора воздуха на нужды вертолета и на 33 % при $G_{\text{отб}} = 5$ %.

Полученные данные показывают, что в случае замера температуры газа за свободной турбиной ТВаД применять закон регулирования $T_{\text{СТ}}^* = \text{const}$ не целесообразно, так как в условиях высоких температур наружного воздуха данный закон регулирования приводит к значительному снижению мощности по сравнению с той величиной, которую можно было бы обеспечить из условия непревышения максимально допустимых величин $n_{\text{ТК}}$ и T_{Γ}^* .

В данном случае предлагается использовать закон регулирования $T_{\Gamma \text{ КОС}}^* = \text{const}$, где $T_{\Gamma \text{ КОС}}^*$ – определенная косвенным методом (пересчитанная по замеренным параметрам) температура газа перед турбиной компрессора. Значение $T_{\Gamma \text{ КОС}}^*$ определяется в виде функции:

$$T_{\Gamma \text{ КОС}}^* = f(T_{\text{СТ}}^*; n_{\text{ТК}}; t_{\text{ВХ}}^*; P_{\text{ВХ}}^*; k_{\text{ЭКЗ}}), \quad (1)$$

где $T_{\text{СТ}}^*$ – температура газа за свободной турбиной; $n_{\text{ТК}}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора; $t_{\text{ВХ}}^*$ – температура воздуха на входе в двигатель; $P_{\text{ВХ}}^*$ – давление воздуха на входе в двигатель; $k_{\text{ЭКЗ}}$ – коэффициент, учитывающий отклонение параметров конкретного экземпляра двигателя от параметров среднестатистического двигателя (межэкземплярный разброс).

2. Методика расчета параметров косвенного определения $T_{\Gamma \text{ КОС}}^*$

Для определения параметров пересчета T_{Γ}^* через замеры параметры зависимости (1) представлена в виде функции:

$$T_{\Gamma \text{ КОС}}^* = k_{\text{Р}} \times k_{\text{нт}} \times k_{\text{ЭКЗ}} \times T_{\text{СТ}}^*, \quad (2)$$

где $k_{\text{Р}}$ – коэффициент, учитывающий влияние полного давления на входе в двигатель; $k_{\text{нт}}$ – коэффициент, учитывающий влияние частоты вращения ротора турбокомпрессора и температуры воздуха на входе в двигатель; $k_{\text{ЭКЗ}}$ – коэффициент, учитывающий отклонение параметров конкретного экземпляра двигателя от параметров среднестатистического двигателя; $T_{\text{СТ}}^*$ – температура газов за свободной турбиной (замеренная штатным коллектором термопар).

2.1. Определение коэффициента $k_{\text{Р}}$

Характерной особенностью рассматриваемого ТВаД является боковой (по отношению к направлению полета) вход воздуха. Таким образом, в данной компоновке отсутствует влияние скоростного напора и, следовательно, полное давление на входе в двигатель в любых условиях полета будет равно атмосферному давлению.

Для определения коэффициента, учитывающе-

го влияния полного давления на входе произведены расчеты параметров двигателя при постоянной T_{Γ}^* для различных высот полета (полных давлений воздуха на входе в двигатель) и температур наружного воздуха.

Для оценки влияния полного давления воздуха на входе в двигатель на зависимость T_{Γ}^* от $T_{\text{СТ}}^*$ определен коэффициент:

$$k_{\text{Т}} = \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{СТ}}^*}, \quad (3)$$

где T_{Γ}^* – температура газа перед турбиной компрессора; $T_{\text{СТ}}^*$ – температура газа за свободной турбиной.

Зависимость данного коэффициента от температуры наружного воздуха для различных высот полета представлена на рис. 2.

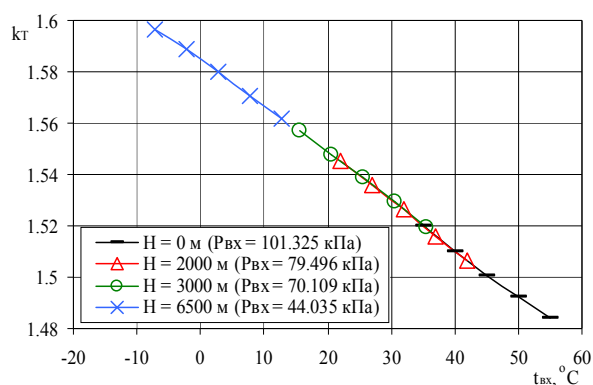


Рис. 2. Зависимость $k_{\text{Т}}$ от температуры наружного воздуха для различных высот полета

Из рис. 2 видно, что для различных высот полета при одной и той же температуре наружного воздуха значение коэффициента $k_{\text{Т}}$ будет одинаковым, т.е. для рассматриваемого двигателя коэффициент, учитывающий влияние давления полного давления на входе в двигатель $k_{\text{Р}}$ будет равным 1.

2.2. Определение коэффициента $k_{\text{нт}}$

Для определения коэффициента $k_{\text{нт}}$ произведены расчеты параметров двигателя на режимах работы в диапазоне частот вращения ротора турбокомпрессора от режима установленной 2.5-минутной мощности до крейсерского режима при температуре воздуха на входе в двигатель от +15 до +55 °C.

Для оценки влияния температуры воздуха на входе в двигатель и частоты вращения ротора турбокомпрессора на зависимость T_{Γ}^* от $T_{\text{СТ}}^*$ использован коэффициент $k_{\text{Т}}$, определенный по формуле (3).

Зависимость данного коэффициента от частоты вращения ротора турбокомпрессора для различных значений температуры воздуха на входе в двигатель представлена на рис. 3.

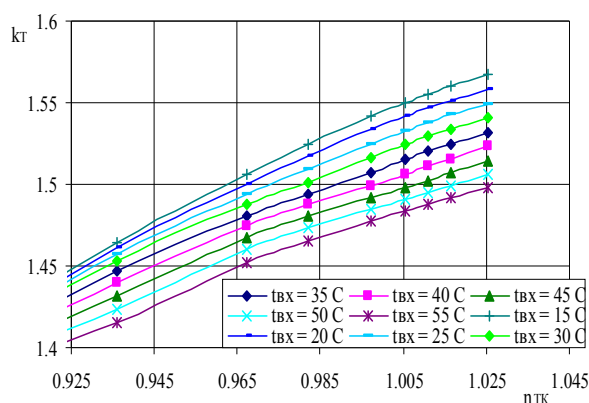


Рис. 3. Зависимость коэффициента k_T от температуры воздуха на входе в двигатель и частоты вращения ротора турбокомпрессора

В результате аппроксимации графика, показанного на рис. 3, получена зависимость

$$k_{nt} = \frac{1}{a_1 \cdot n_{TK}^2 + a_2 \cdot n_{TK} + a_3 \cdot (t_{bx}^* + a_4) + a_5}, \quad (4)$$

где a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – числовые коэффициенты; n_{TK} – частота вращения ротора турбокомпрессора; t_{bx}^* – температура воздуха на входе в двигатель.

2.3 Определение коэффициента $k_{эз}$

Коэффициент $k_{эз}$ учитывает отклонение параметров конкретного экземпляра от параметров среднестатистического двигателя. Данный коэффициент определяется для каждого экземпляра двигателя в ходе приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) по специальной методике. Для дальнейших расчетов в данной статье $k_{эз}$ принят равным 1.

3. Сравнение применения законов регулирования $T_{CT}^* = \text{const}$ и $T_{ГКОС}^* = \text{const}$

Штатные замеры параметров двигателя идентичны при использовании законов регулирования $T_{CT}^* = \text{const}$ и $T_{ГКОС}^* = \text{const}$.

Для определения поправочного коэффициента $k_{эз}$ при использовании закона регулирования $T_{ГКОС}^* = \text{const}$ для каждого экземпляра двигателя потребуются дополнительные замеры параметров воздуха по тракту двигателя на этапе ПСИ.

Полученная зависимость определения $T_{ГКОС}^*$ достаточно проста, поэтому усложнения и снижения быстродействия алгоритмов работы системы автоматического управления не потребуются.

На рис. 4 представлена климатическая характеристика, построенная для оценки результатов перехода с закона регулирования $T_{CT}^* = \text{const}$ на $T_{ГКОС}^* = \text{const}$.

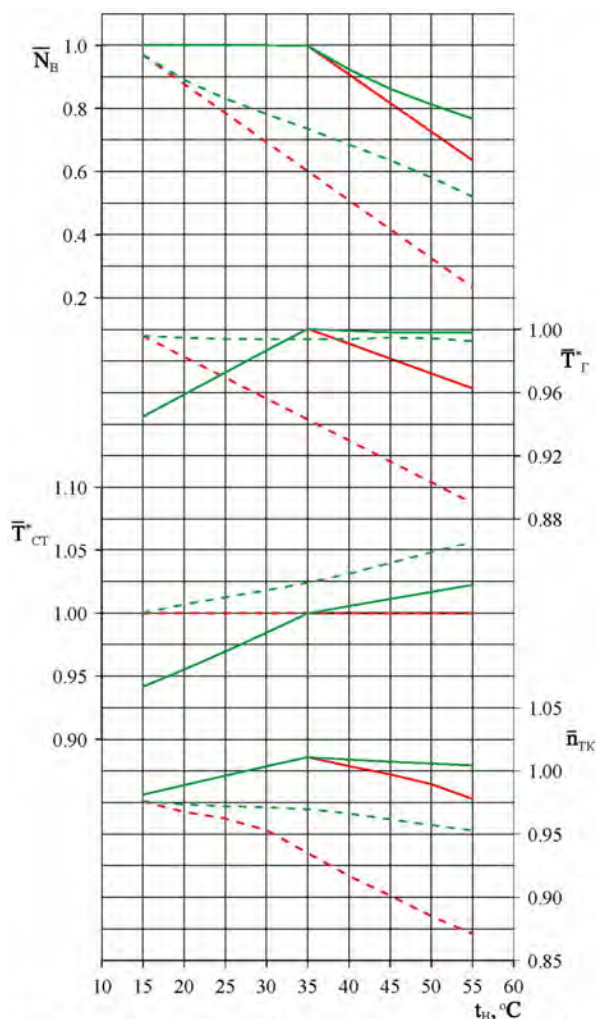


Рис. 4. Климатические характеристики ТВАД с законами регулирования $T_{ГКОС}^* = \text{const}$ и $T_{CT}^* = \text{const}$

Из рис. 4 видно, что по сравнению с применением закона регулирования $T_{CT}^* = \text{const}$ в случае поддержания $T_{ГКОС}^* = \text{const}$ заметно существенное увеличение мощности на выводном валу двигателя в условиях высоких температур наружного воздуха (особенно при работе двигателя с отборами воздуха на нужды вертолета). При $t_n = +55^\circ\text{C}$ мощность увеличилась с 64 % до 76 % и с 23 % до 52 % при $G_{отб} = 0\%$ и $G_{отб} = 5\%$ соответственно.

Полученные значения мощности близки к максимально возможным величинам при использовании закона регулирования $T_{Г}^* = \text{const}$ (78 % и 56 % при $G_{отб} = 0\%$ и $G_{отб} = 5\%$ соответственно). Некоторое снижение объясняется тем, что в при поддержании $T_{ГКОС}^* = \text{const}$ действительное значение полной температуры газа перед турбиной компрессора $T_{Г}^*$ несколько ниже максимально допустимого значения. Это объясняется неизбежной погрешностью в ходе аппроксимации при определении коэффициента k_{nt} .

Выводы

Применение предлагаемого закона регулирования $T_{Г\text{ КОС}}^* = \text{const}$ по сравнению с $T_{СТ}^* = \text{const}$ для рассматриваемого турбовального двигателя позволяет без конструктивных изменений значительно повысить величину мощности на выводном валу двигателя в условиях высоких температур наружного воздуха.

Получена корректная и достаточно простая зависимость $T_{Г\text{ КОС}}^*$ от измеряемых параметров, легко реализуемая в САУ двигателя.

Заключение

Для малоразмерных ТВаД с замером температуры газа за свободной турбиной, вместо закона

регулирования

$$T_{СТ}^* = \text{const}$$

целесообразно применять закон регулирования

$$T_{Г\text{ КОС}}^* = \text{const},$$

где $T_{Г\text{ КОС}}^*$ – полная температура газа перед турбиной компрессора определенная косвенным методом.

Литература

1. Вертолетные газотурбинные двигатели / В.А. Григорьев [и др.]; под ред. В.А. Григорьева и Б.А. Пономарева. – М.: Машиностроение, 2007 – 491 с.
2. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1978. – Ч. 2. – 336 с.

Поступила в редакцию 28.05.2011

Рецензенты: канд. техн. наук Б.Ф. Федоренко, ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина; д-р техн. наук, проф. В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНО МОЖЛИВОЇ ВЕЛИЧИНИ ПОТУЖНОСТІ МАЛОРОЗМІРНИХ ТВАД З ВІЛЬНОЮ ТУРБІНОЮ В УМОВАХ ВИСОКИХ ТЕМПЕРАТУР НАВКОЛИШНЬОГО ПОВІТРЯ

О.В. Ведерников, Р.О. Шевченко, А.О. Штиков

Розглянута можливість забезпечення максимальної величини потужності ТВаД в умовах високих температур навколишнього повітря за рахунок використання закону регулювання з непрямым визначенням (перерахуванням через заміряні параметри) повної температури газу перед турбіною компресора. Визначена доцільність та сфера застосування цього закону регулювання. Описана методика, що застосована для розрахунку параметрів непрямого визначення повної температури газу перед турбіною компресора через заміряні параметри для одного з ТВаД, що розробляються на ВАТ «Мотор Січ».

Ключові слова: турбовальний двигун, висока температура навколишнього повітря, потужність, температура газу, закон регулювання, непряме визначення.

THE MAINTENANCE OF THE HIGHEST POSSIBLE POWER VALUES FOR LOW-SIZED TURBOSHAFT AIRCRAFT ENGINE WITH THE FREE TURBINE IN CONDITIONS OF WARM AMBIENT AIR TEMPERATURES

O.V. Vedernikov, R.A. Shevchenko, A.A. Shitikov

The possibility of maintenance the maximum power values for turboshaft aircraft engine in the conditions of warm temperatures of ambient air by use of the law of control with indirect determination (recalculation through measured parameters) of the total gas temperature upstream the compressor turbine is considered. The appropriateness and application range of the given control law are defined. The design procedure used in practice for indirect determination parameters of the total gas temperature upstream the compressor turbine by measured parameters for one of turboshaft aircraft engines, which are developed by JSC "Motor Sich", is described.

Key words: turboshaft engine, warm temperature of ambient air, power, gas temperature, law of control, indirect determination.

Ведерников Олег Владимирович – инженер-конструктор ОПРГДРИП УГК ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: revers.ugk@motorsich.com.

Шевченко Роман Александрович – начальник группы ГДРММ ОПРГДРИП УГК ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: revers.ugk@motorsich.com.

Штиков Андрей Александрович – начальник ОПРГДРИП УГК ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: revers.ugk@motorsich.com.

УДК 621.45.037: 533.6

Л.Г. БОЙКО, Е.С. БАРЫШЕВА, А.Е. ДЕМИН, Ю.П. МАКСИМОВ, К.В. ФЕСЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МЕТОДЫ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЙ В ОСЕВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРАХ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИХ ПРАКТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Представлены методы поверочного расчета до-, транс- и сверхзвукового течения в ступенях осевых и центробежных компрессоров и их элементах. Показано место методов расчета двумерного течения в процессе проектирования компрессорной техники. Представлены метод расчета дозвукового течения в многоступенчатом осевом компрессоре (МОК) с учетом турбулентного обмена между струйками тока, метод расчета трансзвукового осесимметричного течения в МОК ($M_{W1} < 1,3$) и метод расчета течения в высоконапорной осевой компрессорной ступени ($M_{W1} < 1,6$), а также метод расчета до-, транс- и сверхзвукового течения в компрессорных решетках профилей. Также представлены метод расчета дозвукового течения в центробежных нагнетателях и метод расчета до- и трансзвукового ($M_{W1} < 1,3$) течения в высоконапорных компрессорных ступенях. Проведена верификация представленных методов путем сопоставления результатов расчета с опытными данными и приведены ее результаты

Ключевые слова: осевой компрессор, центробежный компрессор, центробежный нагнетатель, структура течения, суммарные характеристики, проектирование.

Введение

При определении газодинамических параметров новых и усовершенствованных конструкций компрессорных машин для анализа структуры течения, а также оценки согласованности работы лопаточных венцов на различных режимах в практике проектирования используются методы поверочного расчета, реализованные в виде соответствующих программных продуктов.

Большой объем работ при проектировании и доводке компрессорной техники в настоящее время выполняется с помощью методов расчета двумерного течения, которые отражают основные особенности его структуры, позволяют определить суммарные характеристики и ориентированы на приемлемые ресурсы ЭВМ. На базе этих методов могут быть проведены вариантные расчеты и построены реальные оптимизационные алгоритмы, направленные на обоснование выбора геометрических параметров лопаточных венцов, формы проточных частей ступеней и многоступенчатых машин.

В лаборатории Аэродинамики компрессоров Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского "ХАИ" в течение ряда лет созданы методы поверочного аэродинамического расчета компрессорных ступеней, их элементов и многоступенчатых компрессоров, а также соответствующие программные комплексы. Основой для их верификации и доводки явились результаты экспе-

риментальных исследований, проведенных в лаборатории. Все программные продукты прошли всестороннее тестирование и используются в практике проектирования в качестве комплекса методов, который включает в себя: метод расчета дозвукового течения в осевых компрессорах с учетом турбулентного смешения [1], метод расчета до-, транс- и сверхзвукового осесимметричного течения в осевых компрессорах [2], метод расчета до-, транс- и сверхзвукового течения в решетках профилей [3], метод расчета течения в радиальных ступенях центробежных нагнетателей [4], а также метод расчета течения в высоконапорных осерадиальных центробежных компрессорных ступенях [5].

Составляющие комплекс пакеты программ отвечают современным требованиям и могут применяться как совместно, так и самостоятельно, в зависимости от решаемой задачи.

1. Расчет течения в осевых компрессорах

1.1. Моделирование дозвукового течения

Программный комплекс (ПК) PROK [1] предназначен для поверочного расчета дозвукового сжимаемого осесимметричного течения в дозвуковых осевых компрессорных ступенях и многоступенчатых компрессорах и дает возможность определять радиальную структуру течения в межвенцовых зазорах и суммарные характеристики в широком

диапазоне режимов с учетом влияния входной радиальной неравномерности. Особенностью используемого метода является учет турбулентного обмена массой, импульсом и энергией в радиальном направлении между струйками тока, что позволяет моделировать выравнивание неравномерности параметров потока венцами компрессора и стабилизацию нарастания толщин торцевых пограничных слоев на средних и последних ступенях. В основу метода положен вариационный принцип максимума потока механической энергии [6].

Профильные, вторичные, концевые потери, углы отставания потока в различных сечениях по высоте лопатки определяются с помощью обобщенных зависимостей. Режимы, соответствующие возникновению срывных явлений, рассчитываются с использованием полуэмпирических критериев.

Верификация ПК PROK проведена путем сопоставления результатов расчетов и экспериментальных исследований, проведенных в разные годы в ГП "Ивченко-Прогресс", ОКБ им. В.Я.Климова,

ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, ЦКТИ им. И.И. Ползунова, Харьковском ОАО "Турбоатом".

ПК PROK используется в процессе проектирования и доводки многоступенчатых осевых компрессоров. С его помощью также может быть проведена оценка влияния малых технологических отклонений геометрических параметров лопаточных венцов и проточной части на характеристики компрессора. На рис. 1 представлены результаты расчета дозвукового течения в двенадцатиступенчатом осевом компрессоре авиационного газотурбинного двигателя с учетом турбулентного обмена с помощью ПК PROK.

Суммарная характеристика показана в виде зависимости безразмерного параметра $\pi_K^* = \pi_K^* / \pi_{K.p}^*$ от $\overline{G_{пр}} = G_{пр} / G_{пр.p}$ в сопоставлении с экспериментальными данными. Индекс "р" обозначает "расчетный" режим. Анализ течения выполнен с учетом поворота лопаток ВНА и НА первых ступеней в соответствии с программой регулирования.

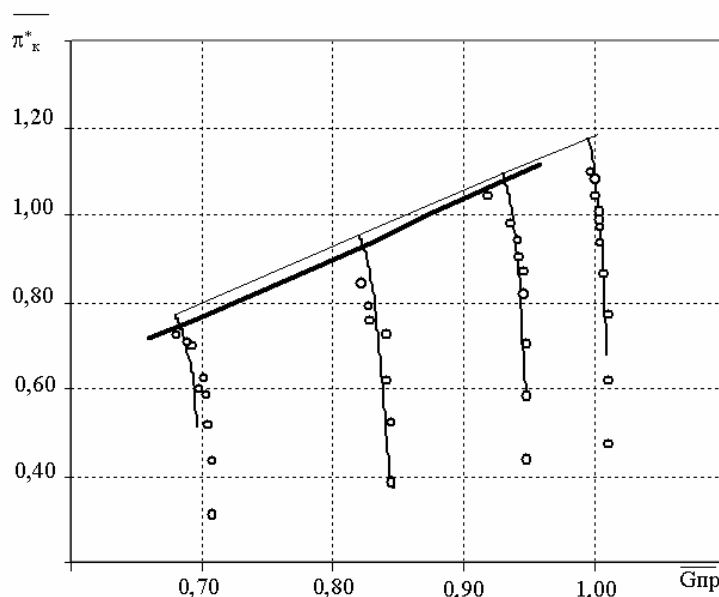


Рис. 1. Характеристика многоступенчатого осевого компрессора современного ГТД:
○ — эксперимент; — — расчет ПК PROK;
— — экспериментальная граница области устойчивой работы компрессора

1.2. Моделирование до- и трансзвукового течения

Программный комплекс AxSym [2] предназначен для поверочного расчета осесимметричного до- и трансзвукового течения в изолированных ступенях, многоступенчатых осевых компрессорах и криволинейных каналах. Он позволяет получать поля газотермодинамических параметров потока во всей проточной части, включая и области, занятые лопаточными венцами, а также суммарные характеристики.

В основе ПК AxSym лежит решение системы уравнений Эйлера, записанной в стационарной

форме. Использование обобщенной системы координат позволяет моделировать течение в проточных частях и осесимметричных каналах произвольной формы. Использование представления об искусственной сжимаемости (Хафез, Лоувел) повышает устойчивость решения при переходе через звуковую линию. Осредненное в окружном направлении число Маха потока в относительном движении не превышает $M_w < 1,4$, что во многих случаях является достаточным для проведения практических расчетов в многоступенчатых компрессорах.

Учет реальных свойств течения осуществляется с использованием обобщенных зависимостей для определения углов отставания и коэффициентов потерь (Liblein, Swan, Al-Daini и др.). Исходными данными для расчета являются геометрические параметры проточной части и лопаточных венцов, режим работы и радиальные эпюры параметров потока в сечении на входе.

Программный комплекс AxSym также позволяет учитывать влияние отбора (перепуска) воздуха из проточной части компрессора на его суммарные характеристики и поля параметров потока [7].

На рис. 2 представлены суммарные характеристики компрессора современного двухвального ГТД, полученные расчетным путем, в сопоставлении с результатами эксперимента.

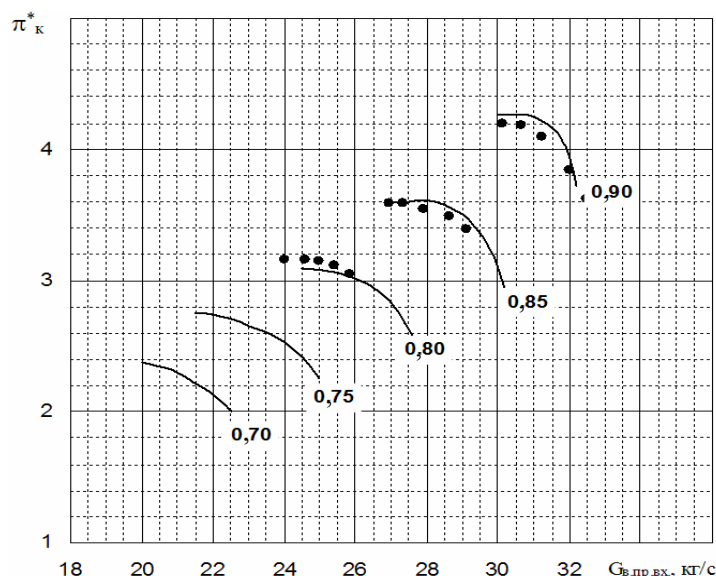


Рис. 2. Характеристика компрессора современного двухвального двигателя:
● – экспериментальные данные; — – расчет ПК AxSym

Увеличение степени повышения давления в одной ступени, рост окружных скоростей и, как следствие, возможность уменьшения числа ступеней осевого компрессора повышает актуальность исследования транс- и сверхзвуковых режимов обтекания. Высоконапорные компрессорные ступени, имеющие степень повышения полного давления, превышающую $\pi_{ст}^* \geq 1,6 \dots 2,0$ становятся неотъемлемыми элементами конструкций современных авиационных ГТД. Эти ступени имеют высокий уровень скоростей потока на входе, вплоть до чисел Маха на периферии в относительном движении $M_{w1} = 1,5 \dots 1,6$.

Для анализа течения в высоконапорных осевых компрессорных ступенях программный комплекс AxSym был усовершенствован – ПК AxSym_M [8]. Область его применения была расширена до уровня чисел Маха на входе в лопаточный венец $M_1 = 1,4 \dots 1,6$.

На рис. 3 приведена суммарная характеристика высоконапорного рабочего колеса вентиляторной ступени в виде зависимости π_K^* от $\overline{G}_{пр} = G_{пр} / G_{пр.р}$ в сопоставлении с результатами эксперимента в широком диапазоне режимов по расходу и частоте вращения. Здесь же показана твердотельная модель РК исследованной ступени.

Полученные в результате расчета осесимметричного течения поля газотермодинамических параметров потока в лопаточных венцах в различных сечениях по высоте могут служить основой при совершенствовании их геометрических параметров с целью повышения напорности, минимизации потерь, расширения диапазона устойчивой работы и др. [9].

1.3 Моделирование трансзвукового течения в компрессорных решетках профилей

Программный комплекс TRANSPTS [3] позволяет моделировать до-, транс- и сверхзвуковое течение в решетках профилей осевых компрессоров с учетом вязких эффектов в пограничных слоях. В его основу положено решение системы уравнений Эйлера, записанной в нестационарной форме, с использованием метода крупных частиц (О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов). Для расчета пограничного слоя на профиле использован метод, позволяющий определять его интегральные параметры, а также положение точек отрыва ламинарного и турбулентного слоя. С помощью данного программного комплекса могут быть получены поля параметров потока в межлопаточных каналах и определены суммарные характеристики решеток при безотрывном характере течения.

На рис. 4 приведено сопоставление результатов расчета обтекания трансзвуковой решетки профилей DFVLR [10] с помощью ПК TRANSPS и экспериментальных данных в виде распределения парамет-

ра $C_p = \frac{P_1^* - P}{P_1^* - P_1}$ вдоль хорды профиля при сверхкритических числах Маха на входе.

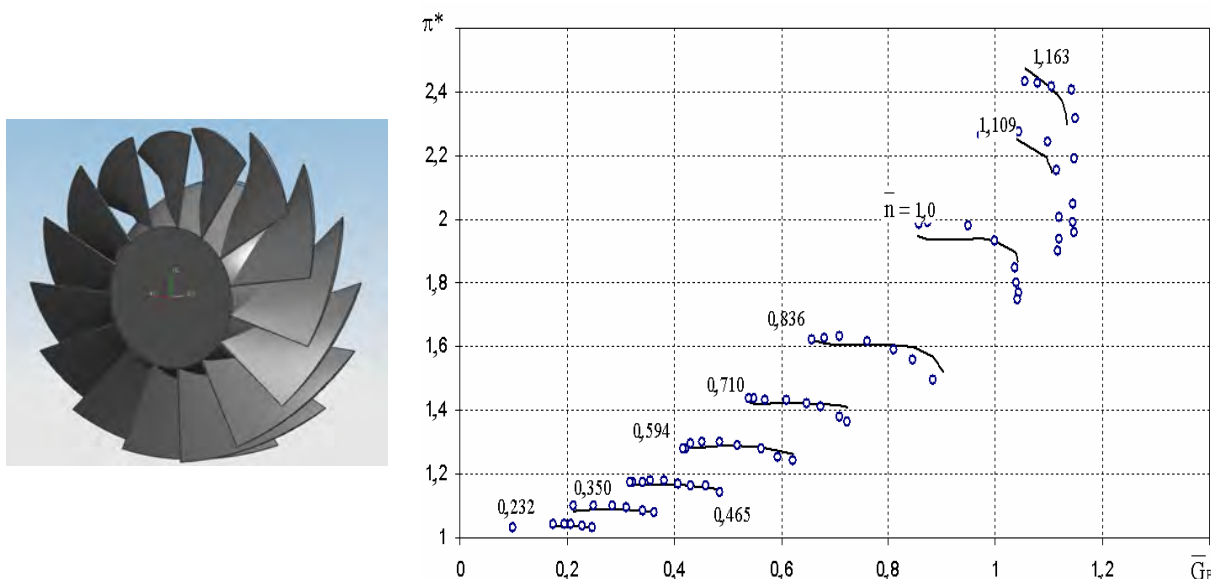


Рис. 3. Характеристика высоконапорного рабочего колеса вентиляторной ступени:

○ – экспериментальные данные; — – расчет ХАИ

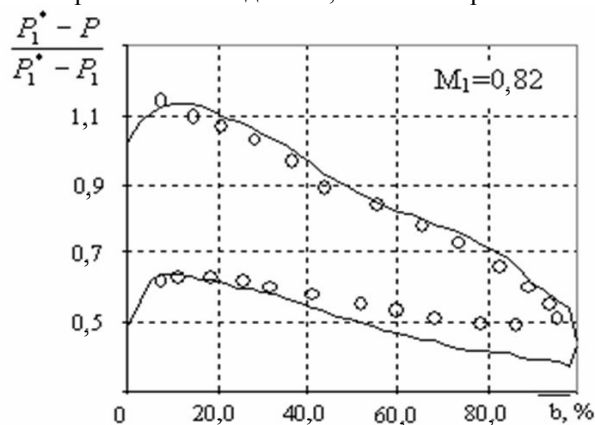


Рис. 4. Распределение параметра $C_p = \frac{P_1^* - P}{P_1^* - P_1}$ вдоль хорды решетки профилей DFVLR:

○ – эксперимент [10]; — – расчет ПК TRANSPS

ПК TRANSPS верифицирован путем сопоставления с экспериментальными данными и результатами расчетов других авторов [3] и может использоваться в процессе проектирования решеток специальных форм, обеспечивающих минимальные потери [11], в том числе и для решеток сверхкритических профилей и решеток с управляемой диффузорностью.

2. Расчет течения в центробежных компрессорных ступенях

2.1. Дозвуковые центробежные нагнетатели

В основе метода расчета, позволяющего определять структуру двумерного течения и суммарные

характеристики ступени центробежного нагнетателя (ЦБН), лежит решение системы уравнений движения Эйлера в стационарной форме [4]. Использование обобщенной системы координат позволяет моделировать течение в проточных частях со значительными углами поворота проточной части. Осредненная в окружном направлении скорость потока в относительном движении не превышает скорость звука. Метод реализован в программном комплексе АхСВ, позволяющем на основании геометрии проточной части, лопаточных венцов и режима работы определять поля параметров и суммарные характеристики центробежного нагнетателя.

Расчетная схема ступени нагнетателя представлена на рис. 5, где для подобластей введены сле-

дующие обозначения: 0-1 "К" – канал перед рабочим колесом; 1-2 "РК" – рабочее колесо компрессора; 2-3 – щелевой диффузор; 3-4 "ЛД" – лопаточный диффузор или "БЛД" – безлопаточный диффузор; 4-5 "КОЛ" – поворотное колено перед обратным направляющим аппаратом; 5-6 "ОНА" – обратный направляющий аппарат; 6-0' "ПК" – переходный канал.

Для апробации предложенного метода использованы полученные в ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» результаты экспериментальных исследований первой ступени нагнетателя НЦ-6,3/67К-1,7 и отдельных ее элементов [4].

Характеристики ступени нагнетателя, полученные с помощью ПК АхСВ, приведены на рис.6 в безразмерных величинах в виде зависимостей коэффициента политропического напора от коэффициента расхода $\psi_n^* = f(\varphi_{r2})$ и политропического КПД от условного коэффициента расхода $\eta_n^* = f(\Phi_0)$.

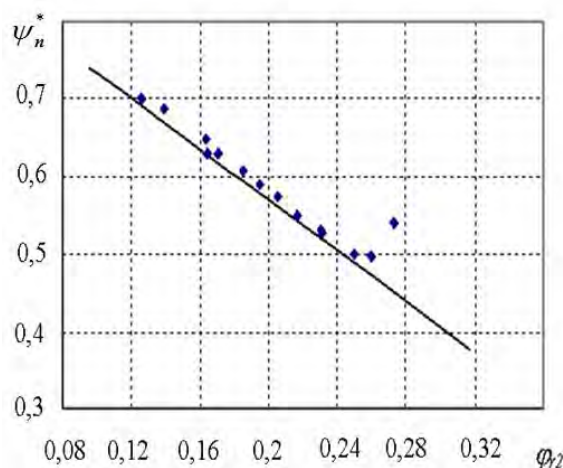


Рис. 6. Суммарные характеристики первой ступени нагнетателя НЦ-6,3/67К-1,7:

◆ – эксперимент,

— – расчет АхСВ

2.2. Высоконапорные центробежные ступени

Создание высоконапорных центробежных компрессоров (ЦБК) и ступеней, находящих все более широкое применение в авиационных двигателях, газотурбинных установках судового и наземного применения и других объектах, имеет важное теоретическое и практическое значение. Такие ступени имеют осерадиальные рабочие колеса с пространственным профилированием лопаток. Возникновение транс- и сверхзвуковых режимов обтекания рабочих колес и лопаточных диффузоров, вследствие увеличения нагрузки, существенно усложняет структуру течения.

Для проведения поверочного аэродинамического расчета трансзвукового течения в ступени центробежного компрессора с пространственными осерадиальными рабочими колесами разработан подход [12], являющийся развитием представ-

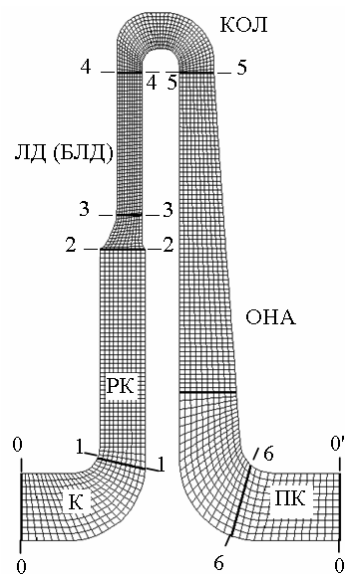
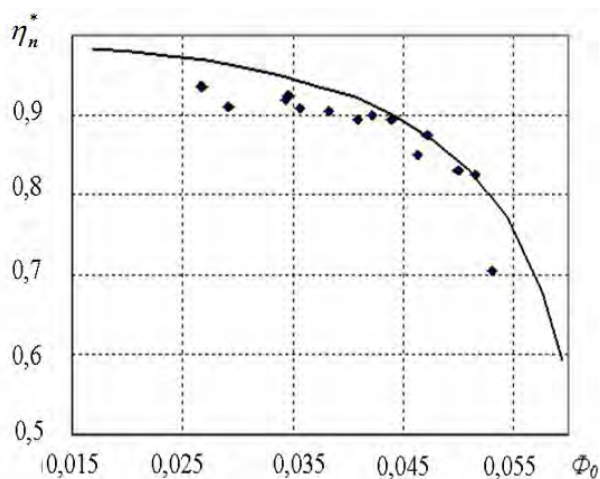


Рис. 5. Схема проточной части ступени ЦБН



ных выше методов расчета [2] и [4]. Данный метод позволяет моделировать отбор рабочего тела из проточной части. При этом на торцевой поверхности используемое условие непротекания заменяется полиномиальной зависимостью, которая описывает изменение значения функции тока в области отбора.

Ниже приведены результаты верификации предложенного метода путем сопоставления результатов расчета течения в модельной высоконапорной центробежной компрессорной ступени, состоящей из осерадиального рабочего колеса и безлопаточного диффузора, с экспериментальными данными [13]. Расчет этого компрессора проведен при стандартных атмосферных условиях на входе при равномерных по высоте лопатки распределениях значений параметров потока, частота вращения ротора $n = 50000$ об/мин. Трехмерная модель ступени представлена на рис. 7, а. Удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных суммарных

характеристик рабочего колеса, построенных в виде зависимостей степени повышения полного давления, π^* , и изэнтропического КПД, η^* , от расхода G_v

показано на рис. 7, б, в. Там же приведено сопоставление с результатами расчета других авторов, представленные в работе [13].

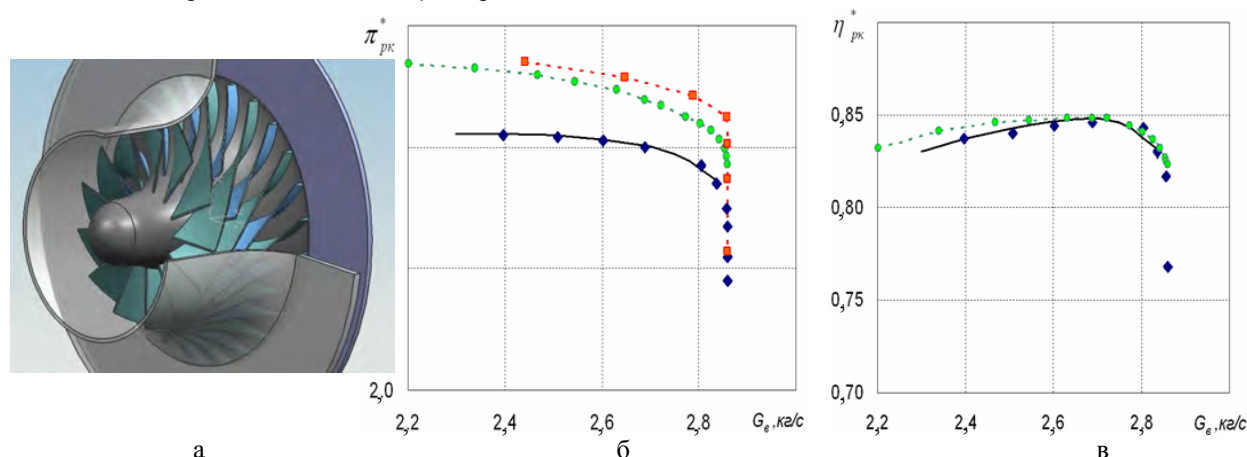


Рис. 7 Суммарные характеристики высоконапорной центробежной ступени:

◆ – эксперимент, — – расчет AxCBM, ● – расчет VISION [13], ■ – расчет TASKFlow [13]

Заключение

Представленные методы расчета позволяют анализировать до-, транс- и сверхзвуковое течение в осевых и центробежных компрессорных ступенях и их элементах, а также совершенствовать их геометрические параметры с целью повышения π_K^* , КПД и запасов газодинамической устойчивости. Приведенные выше результаты наглядно демонстрируют некоторые из возможностей данного комплекса методов.

Литература

1. Метод расчета двумерного течения в многоступенчатом осевом компрессоре / Л.Г. Бойко, Г.А. Гирич, В.Н. Еришов, В.Н. Яневич // Изв. ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1989. – № 5. – С. 37-41.
2. Бойко Л.Г. Метод расчета до- и трансзвукового течения в осевых компрессорах и результаты его апробации / Л.Г. Бойко, М.А. Ковалев // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тр. Междунар. науч.-техн. конф., (29 сент. – 2 окт. 1997). – Х.: ИПМаш НАН Украины, 1997. – С. 231-234.
3. Анализ трансзвукового обтекания плоских компрессорных решеток методом крупных частиц / Л.Г. Бойко, В.Н. Еришов, Д.В. Калямин, А.Е. Демин // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. – 1990. – № 4. – С. 44-47.
4. Метод поверочного расчета течения в проточной части центробежного компрессора и его апробация / Л.Г. Бойко, А.Е. Демин, Е.С. Барышева, К.В. Фесенко, Ю.С. Бухолдин, В.Н. Довженко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 2 (18). – С. 42-48.
5. Барышева Е.С. Метод расчета течения в

центробежных компрессорах с осерадиальными пространственными лопатками / Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 1 (37). – С. 45-51.

6. Еришов В.Н. Вариационный принцип максимума потока механической энергии и его приложение к расчету осевых турбомашин / В.Н. Еришов // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1959. – № 1. – С. 46-54.

7. Бойко Л.Г. Двумерная математическая модель течения в осевом компрессоре с учетом отбора (перепуска) воздуха / Л.Г. Бойко, О.Ф. Муравченко, М.А. Ковалёв // Авиационно-космическая техника и технология. – Х: ГАКУ «ХАИ», 2000. – Вып. 19. – С. 83-87.

8. Басов Ю.Ф. Совершенствование метода расчета течения в высоконапорной компрессорной ступени / Ю.Ф. Басов, Л.Г. Бойко, А.Е. Демин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 2/59. – С. 63-68.

9. Басов Ю.Ф. Газодинамическое проектирование рабочих колес высоконапорных компрессорных ступеней / Ю.Ф. Басов, А.Е. Демин, Н.В. Пижанкова // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 2. – С. 23-28.

10. Шрейбер А. Исследование течения в элементарном венце трансзвукового компрессора методом испытаний решетки / А. Шрейбер, А. Штаркен // Тр. америк. общ. инж. мех. Сер. Энергетические машины и установки. – 1984. – № 2. – С. 21-29.

11. Бойко Л.Г. Аэродинамическое совершенствование параметров решеток профилей спрямляющего аппарата вентилятора авиационного двигателя на базе метода крупных частиц / Л.Г. Бойко, А.Е. Демин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тр. Междунар. науч.-техн. конф., Харьков, 29 сентября – 2 октября 1997 г. – Х: ИПМаш НАН Украины, 1997. – С. 260-263.

12. Барышева Е.С. Расчетный анализ стру-

туры течения и суммарных характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными лопатками / Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 91-98.

13. Improved High Pressure Ratio Centrifugal Compressor / H. Krain, B. Hoffmann, K. H. Rohne, G. Eisenlohr, F.A. Richter // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007 – (May 14-17, 2007). – Montreal, Canada. (GT2007-27100). – 9 p.

Поступила в редакцию 17.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, ст. научн. сотр., проф. кафедры А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина.

МЕТОДИ РОЗРАХУНКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЙ В ОСЬОВИХ І ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРАХ І РЕЗУЛЬТАТИ ЇХ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ

Л.Г. Бойко, О.С. Барышева, О.Є. Дьомін, Ю.П. Максимов, К.В. Фесенко

Представлені методи перевірного розрахунку до-, транс – та надзвукової течії в ступенях осьових і відцентрових компресорів і їх елементах. Показано місце методів розрахунку двовимірної течії в процесі проектування компресорної техніки. Представлено метод розрахунку дозвукової течії в багатоступеневому осьовому компресорі (БОК) з урахуванням турбулентного обміну між цівками струму, метод розрахунку трансзвукової осьосиметричної течії в БОК ($M_{w1} < 1,3$) та метод розрахунку течії у високонапірному осьовому компресорному ступені ($M_{w1} < 1,6$), а також метод розрахунку до-, транс- і надзвукової течії в компресорних ґратках профілів. Також представлені метод розрахунку дозвукової течії у відцентрових нагнітачах і метод розрахунку до- і трансзвукової ($M_{w1} < 1,3$) течії у високонапірних відцентрових компресорних ступенях. Проведена верифікація представлених методів шляхом зіставлення результатів розрахунку з експериментальними даними і приведені її результати

Ключові слова: осьовий компресор, відцентровий компресор, відцентровий нагнітач, структура течії, сумарні характеристики, проектування.

AXIAL AND CENTRIFUGAL COMPRESSORS FLOWS COMPUTATION RESEARCH METHODS AND RESULTS OF THEIR PRACTICAL USE

L.G. Boyko, H.S. Barisheva, A.E. Dyomin, U.P. Maksimov, K.V. Fecenko

Verifying computation methods of sub-, trance- and supersonic flow in the stages of axial and centrifugal compressors and their elements are presented. A place of 2D flow computation methods in the compressor design process is shown. Method of computation of subsonic flow in the multi-stage axial compressor (MAC) taking into account the turbulent exchange between flow steams, method of computation of transonic axisymmetric flow in a MAC ($M_{w1} < 1,3$), method of the high-pressure axial compressor stage ($M_{w1} < 1,6$) flow computation, and also method of computation of do-, trans- and supersonic flow in the compressor cascades are presented. Also subsonic flow in the centrifugal superchargers computation method and of sub- and transonic ($M_{w1} < 1,3$) flow in the high-pressure centrifugal compressor stages computation method are presented. Verifying is conducted of the presented methods by comparison of computation results with the experimental data and its results are shown.

Key words: axial compressor, centrifugal compressor, centrifugal supercharger, flow structure, summary performance, design.

Бойко Людмила Георгиевна – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Барышева Елена Серафимовна – канд. техн. наук, ст. научн. сотрудник кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Демин Александр Евгеньевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., ст. научн. сотрудник кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Максимов Юрий Петрович – научн. сотр. кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Фесенко Ксения Владимировна – ассистент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

УДК 517.977.5:519.23:62-135:533.6

А.А. ТРОНЧУК¹, В.Е. АФАНАСЬЕВСКАЯ¹, М.Л. УГРЮМОВ¹, А.В. МЕНЯЙЛОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

МОДЕЛИ И МЕТОД СТОХАСТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ В ЗАДАЧАХ СИСТЕМНОГО АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТУРБОМАШИН

В работе предложен подход к системному совершенствованию, методология и реализующая их информационная технология робастного оценивания основных переменных и соответствующих им эксплуатационных допусков для турбомашин на основе применения методов стохастической оптимизации. Рассмотрен метод построения квазирешений задачи системной модификации в условиях неопределенности входных данных при наличии ограничений на класс допустимых решений. Синтез квазирешения осуществлялся путем регуляризации поиска минимума сглаживающего функционала с использованием метода А.Н. Тихонова. Разработан эволюционный метод численного решения задач модификации в условиях неопределенности входных данных, основанный на использовании генетического алгоритма. На основе разработанной методологии выполнено системное аэродинамическое совершенствование компрессора турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД).

Ключевые слова: стохастическая оптимизация, некорректные задачи, метод регуляризации, эволюционный метод, турбомашин.

Введение

На современном этапе проектирования и эксплуатации турбомашин остается актуальной задача их системного совершенствования для снижения технологических и экономических затрат. Решение данной задачи возможно путем внедрения в методики проектирования, контроля и диагностики технического состояния новых робастных алгоритмов оценивания основных параметров и эксплуатационных допусков на основе применения методов параметрической [1] и стохастической оптимизации [2, 3].

Будем рассматривать в дальнейшем задачи модификации сложных технических систем (СТС), содержательная постановка которых сводится к следующему.

Известны следующие данные, представленные в формализованном виде: описание объекта исследования, общие характеристики и свойства системы, условия функционирования и основные требования к ее тактико-техническим и технико-экономическим показателям; структура системы; цели модификации и критерии качества проектных решений; сведения об аналогах и прототипе, классе допустимых управлений (способов и реализующих их устройств).

Требуется определить оптимальные значения параметров конструкции функциональных элементов (ФЭ) для реализации желаемых значений критериев

качества модифицированной системы из условия рационального компромисса заданных требований.

В настоящей работе рассмотрены модели и метод решения задачи стохастической оптимизации (модификации) СТС на примере аэродинамического совершенствования компрессора ТРДД.

Постановка задач стохастической оптимизации

Представим задачу стохастической оптимизации в виде $f(x) \rightarrow \min$, где f – функция цели (ФЦ), вид которой зависит от условий рассматриваемой задачи, x – случайная величина с заданным законом распределения. В данной работе рассматриваются переменные x с нормальным или равномерным законами распределения. Однозначно определим переменную x , в случае нормального закона распределения, задав ее среднюю величину $M[x] = x_c$ и дисперсию $D[x] = \sigma_x^2$. Следует отметить, что если рассматривается задача многопараметрической оптимизации, то переменная x и определяющие ее величины x_c и σ_x являются векторами, размерность которых соответствует размерности решаемой задачи.

Вследствие случайной природы переменной x , ФЦ $f(x)$ также будет случайной величиной. Для представления случайной ФЦ определим ее среднее

значение и дисперсию – $M[f(x)] = f_c$ и $D[f(x)] = \sigma_f^2$. Для вычисления вероятности попадания значения ФЦ в заданный диапазон для заданных величин x_c и σ_x случайным образом сформируем множество векторов $\bar{x} = \{x_1, x_2, x_3 \dots x_n\}$, вычислим соответствующие значения ФЦ f_i ($i = 1 \dots n$), и найдем количество элементов i_f , удовлетворяющих требованию $f_{\min} \leq f(x_i) \leq f_{\max}$. Полученное число нормируем путем деления на n .

Зачастую в выражение для ФЦ входит не одна переменная, а несколько. Допустим, ФЦ содержит J переменных. В таком случае используется «свертка» переменных ФЦ $\hat{f}$. Для вычисления вероятности попадания значения ФЦ в заданный диапазон для элемента множества рассчитывается вектор $f_i = \{f_{1,i}, f_{2,i} \dots f_{J,i}\}$. В этом случае для каждой переменной задаются свои ограничения, а вместо требования $f_{\min} \leq f(x_i) \leq f_{\max}$ – дизъюнкция требований вида $f_{j \min} \leq f_j(x_i) \leq f_{j \max}$, $j = 1 \dots J$.

В классе задач стохастической оптимизации обычно выделяют три модели принятия решений: М-задача (задача нахождения минимального среднего ФЦ), V-задача (задача нахождения минимальной дисперсии ФЦ) и Р-задача (задача нахождения минимальной или максимальной вероятности достижения заданной ФЦ).

Следует отметить, что часто в задачах стохастической оптимизации необходимо наблюдать за изменениями средней величины и дисперсии ФЦ одновременно, не допускать превышения ими заданных значений. Для решения этой проблемы рассматриваются модели со смешанными условиями. Обозначенные условия для двухкритериальной задачи могут вводиться, например, в виде «свертки» ФЦ на основе концепции степенных средних А.Н. Колмогорова –

$$\hat{f} = \frac{\Delta_R^2 + \Delta_C^2}{i_{\alpha,f} + \gamma} + \beta \left[\sum_{m=1}^{M_k} \Delta_{x,m}^2 + \frac{1}{n_\alpha} \sum_{m=1}^{M_k} |\chi_{x,m}^2 - n_\alpha| \right], \quad (1)$$

где $\Delta_R = (M[R] - R^*) / \sigma_R^*$; $\Delta_C = (M[C] - C^*) / \sigma_C^*$; $R^*, C^*, \sigma_R^*, \sigma_C^*$ – желаемые значения ФЦ и их среднеквадратичных отклонений; $i_{\alpha,f}$ – количество точек из n_α , попавших в заданный диапазон;

$$\Delta_{x,m} = (M_\alpha[x_m] - x_{m,0}) / \sigma_m^*; \\ \chi_{x,m}^2 = n_\alpha M_\alpha \left[(x_m - M_\alpha[x_m])^2 \right] / (\sigma_m^*)^2; \quad (2)$$

$x_{m,0}$ – значение переменных x_m для прототипа; σ_m^* – верхняя граница области определения управляющих переменных.

Синтез квазирешений задач модификации осуществлялся путем распределенного решения взаимосвязанных обратных и оптимизационных задач на основе регуляризации поиска минимума сглаживающих функционалов с использованием метода А.Н. Тихонова [4].

Для решения задачи стохастической оптимизации был выбран эволюционный метод, основанный на использовании генетического алгоритма [5].

Пример решения задачи системного совершенствования элементов турбомашин

В качестве примера рассмотрим решение задачи модификации многоступенчатого осевого компрессора высокого давления (КВД) трехвального ТРДД для современного пассажирского регионального самолета. Путем агрегирования переменных и декомпозиции общей задачи на подзадачи задача модификации ТРДД и его КВД может быть сведена к одномерным задачам для ТРДД и многоступенчатой турбомашин и трехмерной – для ее венцов [6, 7].

Были введены оценки значений рациональных, полученных в результате решения задачи модификации, и желаемых критериев качества подсистем

$$(\Phi \mathcal{E}): \Delta \hat{w}_{\ln}^\circ = \frac{\hat{\Phi}_{\ln} - (\Phi_{\ln})_0}{(\Phi_{\ln})_0} 10^2, \quad \Delta w_{\ln}^* = \frac{\Phi_{\ln}^* - (\Phi_{\ln})_0}{(\Phi_{\ln})_0} 10^2,$$

где $\Phi^\circ = \{\pi_1, G_{\text{КНД}}, \pi_{\text{КНД}}, \eta_{\text{КНД}}, G_{\text{КВД}}, \pi_{\text{КВД}}, \eta_{\text{КВД}}, \eta_{\text{ТВД}}, \eta_{\text{ТНД}}, \eta_{\text{ТВ}}, G_{\text{П}}, \pi_{\text{ВП}}, \eta_{\text{ВП}}, C_{\text{УД}}, R_{\text{УД}}\}$ – управляющие и искомые фазовые переменные системы и подсистем (ФЭ), соответственно; индекс «0» соответствует параметрам прототипа.

В результате расчета определялись следующие ФЦ: удельный расход топлива $C_{\text{УД}}$ и удельная тяга $R_{\text{УД}}$. В качестве эффективных ФЦ для задачи модификации использовались «свертка» ФЦ вида (1), (2).

Был рассмотрен вариант модификации газогенератора, то есть в качестве искомым фазовых переменных были выбраны значения КПД компрессора высокого давления $\eta_{\text{КВД}}$ и КПД турбины высокого давления (ТВД) – $\eta_{\text{ТВД}}$ при постоянном расходе воздуха G_A . Значения переменных $C_{\text{УД}}$ и $R_{\text{УД}}$ для прототипа были равны: $C_{\text{УД}} = 0,0694$ кг/(Н·час); $R_{\text{УД}} = 102,3$ Н·с/кг. Их желаемые зна-

чения были выбраны следующие:
 $C_{уд}^* = 0,0687$ кг/(Н·час); $R_{уд}^* = 103,36$ Н·с/кг при соответствующих среднеквадратичных отклонениях $\sigma_C = 1,2 \cdot 10^{-4}$ кг/(Н·час) и $\sigma_R = 0,3$ Н·с/кг. Нижняя граница диапазона изменения искомым фазовых переменных принималась равной номинальным значениям характеристик прототипа ($\eta_{КВД} = 0,844$; $\eta_{ТВД} = 0,845$), а верхняя граница для всех переменных задавалась равной 0,9.

Решение задачи модификации для внешней системы находилось с помощью описанного выше эволюционного метода. Результаты расчетов параметров КВД, ТВД и ТРДД в целом при $P \geq 0,99$ представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты системной модификации ТРДД

$\Delta \hat{\eta}_{КВД}^\circ$	$\Delta \hat{\eta}_{ТВД}^\circ$	$\Delta \hat{C}_{уд}^\circ$	$\Delta \hat{R}_{уд}^\circ$
0,77	0,69	-0,84	1,34
$\hat{\sigma}_{\eta_{КВД}}^\circ$	$\hat{\sigma}_{\eta_{ТВД}}^\circ$	σ_C°	σ_R°
0,0029	0,0019	$0,9 \cdot 10^{-4}$	0,25

На рис. 1 и 2 изображены вычисленные значения математического ожидания удельного расхода топлива, удельной тяги и их среднеквадратичных отклонений. Таким образом представлен результат решения задачи определения эксплуатационных допусков на параметры подсистем, для $P \geq P^*$, $P^* = 0,9, 0,95, 0,99$, исходя из желаемых математических ожиданий значений ФЦ и заданных допусков на их отклонения для системы в целом.

На рис. 3 представлены линии уровня полученных значений математических ожиданий рациональных параметров и их среднеквадратичных отклонений для КВД и ТВД, соответствующие вероятностям расчета $P = 0,9, 0,95, 0,99$.

Найденные значения фазовых переменных $\hat{\Phi}^\circ = \{\hat{\Phi}_1^\circ\}$ могут быть использованы при решении задач модификации подсистем ТРДД – компрессора высокого давления, турбины высокого давления.

Далее решалась задача модификации КВД. Найденные рациональные значения фазовых переменных $\hat{\Phi}^\circ = \{\hat{\eta}_{КВД}, \hat{\sigma}_{\eta_{КВД}}\}$ использовались для получения желаемых значений оценок фазовых переменных лопаточных венцов модифицируемого КВД.

Искомые фазовыми переменными лопаточных венцов для рассматриваемого варианта модификации КВД были выбраны переменные $\Phi_n^\circ = \{k_{n\sigma}, k_{n\delta}, \Delta v_n\}$, где $k_\sigma = \delta_\sigma / (\delta_\sigma)_0$, $\delta_\sigma = 1 - \sigma$, $k_\delta = \delta / \delta_0$; $n = 1 \dots 2Z$, Z – число ступеней в КВД, σ – коэффициент восстановления полного давления, δ – угол отставания потока, Δv – изменение угла установки лопатки. Вычисления выполнялись для КВД, состоящего из семи ступеней для $\Delta \hat{\eta}_{КВД}^\circ = 0,77$ и $\hat{\sigma}_{\eta_{КВД}}^\circ = 0,0029$. Получено, что при выбранной области допустимых решений для искомым фазовых переменных, $P \geq 0,99$ достигнуты средние значения: $\Delta \hat{\eta}_{КВД}^\circ = 0,77$ и $\hat{\sigma}_{\eta_{КВД}}^\circ = 0,0027$ при математических ожиданиях значений $\hat{\Phi}_n^\circ = \{\Delta \hat{v}_n, \hat{k}_{n\sigma}, \hat{k}_{n\delta}\}$, приведенных в табл. 2.

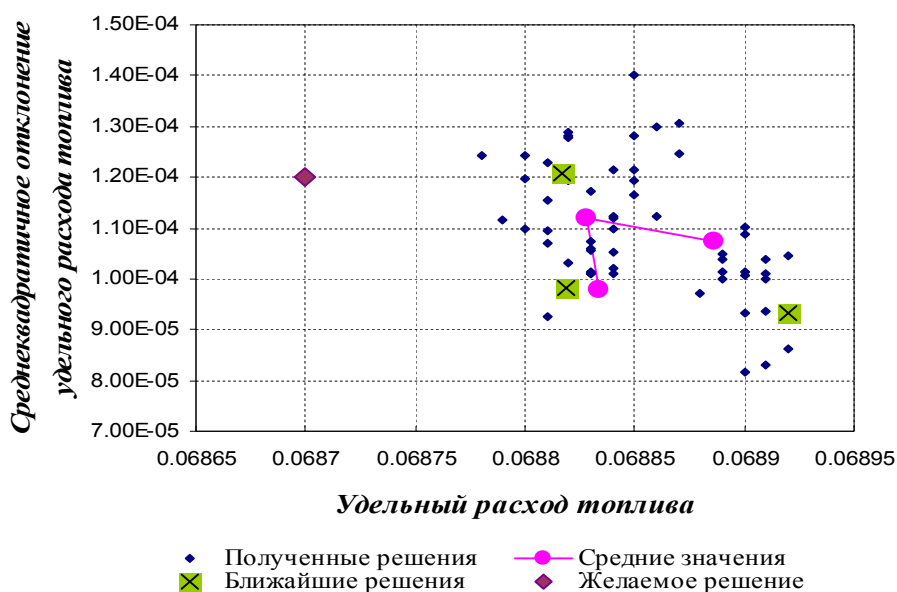


Рис. 1. Результат расчета удельного расхода топлива

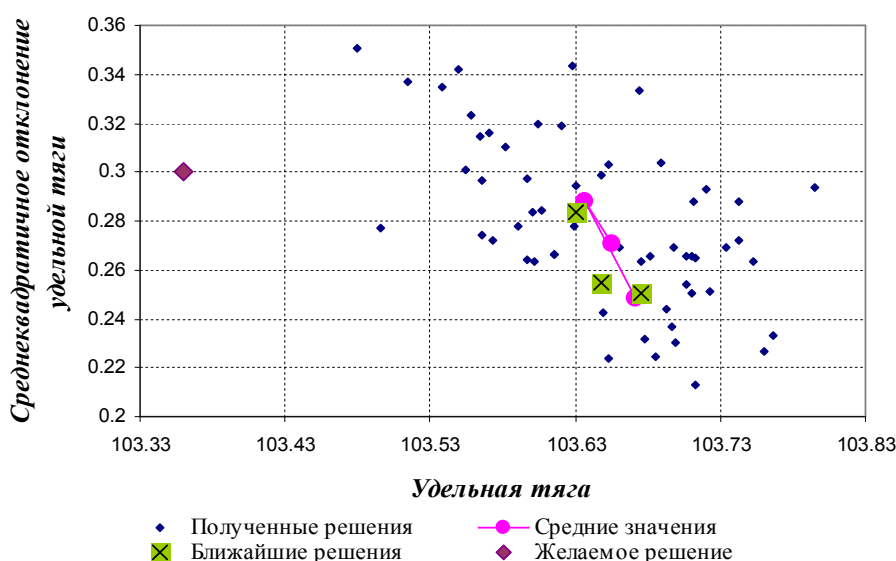


Рис. 2. Результат расчета удельной тяги

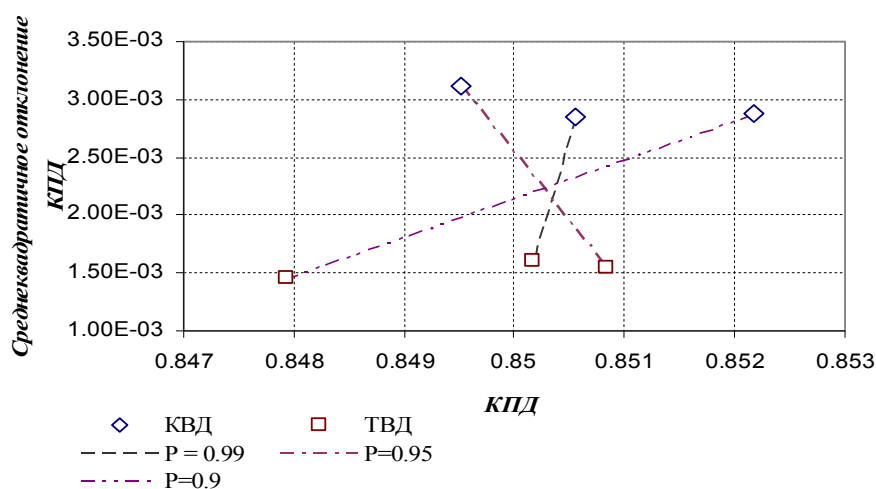


Рис. 3. Линий уровня вероятностей расчета

Таблица 2
Результаты расчетов средних параметров
 $\Delta\hat{u}$, $\hat{k}_\sigma$ и $\hat{k}_\delta$ венцов ступеней КВД

Ступень	РК			НА		
	$\Delta\hat{u}$	$\hat{k}_\delta$	$\hat{k}_\sigma$	$\Delta\hat{u}$	$\hat{k}_\delta$	$\hat{k}_\sigma$
1	-1,698	0,939	0,973	-0,529	1,062	0,969
2	-1,465	1,085	0,926	-0,336	1,108	0,979
3	3,899	1,007	0,970	-0,827	1,098	0,959
4	-0,624	1,032	0,923	-1,119	1,095	0,931
5	0,632	0,946	0,895	-1,171	1,066	0,916
6	2,957	1,118	0,901	-0,321	1,168	0,987
7	-0,235	1,129	0,973	-1,165	1,037	0,939

Заключение

В работе рассмотрены модели и метод решения многокритериальной задачи стохастической опти-

мизации трехвального ТРДД для современного пассажирского регионального самолета.

Анализ полученных данных позволяет выявить важную особенность решения задач системного аэродинамического совершенствования ТРДД – результаты решения поставленной задачи зависят от выбранных значений среднеквадратичных отклонений функций цели.

Литература

1. Методология совершенствование газотурбинных двигателей на основе решения взаимосвязанных оптимизационных и обратных задач / Е.М. Угрюмова, А.А. Трончук, М.Л. Угрюмов, А.В. Меняйлов, Г.С. Цыховский // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 156-162.
2. Egorov I.N. Optimization of Gas Turbine Engine Elements by Probability Criteria / I.N. Egorov,

G.V. Kretinin // *Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. – Cincinnati, USA, 1993. – ASME paper 93-GT-191. – 8 p.

3. Garzon V.E. *On the Aerodynamic Design of Compressor Airfoils for Robustness under Geometric Uncertainty* / V.E. Garzon, D.L. Darmofal // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004. Power for Land, Sea and Air*. – Vienna, Austria, 2004. – ASME paper GT2004-53581. – 12 p.

4. Численные методы решения некорректных задач / А.Н. Тихонов, А.В. Гончарский, В.В. Степанов, А.Г. Ягола. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. – 232 с.

5. Меньяйлов А.В. Применение эволюционных методов для решения задач оптимизации компрессоров газотурбинных двигателей / А.В. Меньяйлов,

А.А. Трончук, Е.М. Угрюмова // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 5 (52). – С. 59–65.

6. A 3D Hybrid Design Method of Compressor Blades” / M.L. Ugryumov, A.M. Tsegelnik, A.V. Myenyaylov, M. Camatti // *Abstracts Book and CD-ROM Proceedings of the 17-th International Symposium on Air Breathing Engines*. – Munich (Germany), 2005. – 7 p. (ISABE Paper No. 2005–1182).

7. System Improvement of Turbomachines by the Method of Inverse Problems solutions searching / K.M. Ugryumova, A.V. Basteev, M.L. Ugryumov, A.A. Tronchuk, A.V. Myenyaylov // *Conference Proceedings of the 7-th European Conference on Turbomachinery*. – Athens (Greece), 2007. – P. 633–643 (ETC7_049).

Поступила в редакцию 10.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой информатики А.Ю. Соколов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

МОДЕЛІ ТА МЕТОД СТОХАСТИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ В ЗАДАЧАХ СИСТЕМНОГО АЕРОДИНАМІЧНОГО УДОСКОНАЛЕННЯ ТУРБОМАШИН

О.А. Трончук, В.Є. Афанасьєвська, М.Л. Угрюмов, А.В. Меньяйлов

У роботі запропонований підхід до системного вдосконалення, методологія і що реалізовує їх інформаційна технологія робастного оцінювання основних змінних і відповідних їм експлуатаційних допусків для турбомашин на основі застосування методів стохастичної оптимізації. Розглянуто метод побудови квазірозв'язків задачі системної модифікації в умовах невизначеності вхідних даних за наявності обмежень на клас допустимих розв'язків. Синтез квазірозв'язків відбувався шляхом регуляризації пошуку мінімуму згладжувального функціоналу з використанням методу А.М. Тихонова. Розроблено еволюційний метод чисельного розв'язання задач модифікації в умовах невизначеності вхідних даних, заснований на використанні генетичного алгоритму. На основі розробленої методології виконане системне аеродинамічне удосконалення компресора турбореактивного двоконтурного двигуна.

Ключові слова: стохастична оптимізація, некоректні задачі, метод регуляризації, еволюційний метод, турбомашини.

STOCHASTIC OPTIMIZATION MODELS AND METHOD IN THE TURBOMACHINES SYSTEM AERODYNAMIC IMPROVEMENT PROBLEM

A.A. Tronchuk, V.E. Afanasjevska, M.L. Ugryumov, A.V. Menyaylov

In the paper the approach of system improvement, methodology and information technology of turbofan engine elements main variables and operating tolerances robust estimation on basis of inverse problems concept by stochastic optimization problem method are proposed. The method of multicriterion system modification problem quasisolution searching with input data uncertainly and with bordering of feasible solution class is offered. Quasisolution synthesis is realized by regularization of smoothing functional minimum searching with using the A.N. Tihonov's method. The multicriterion modification problem numerical solution searching evolution method is created, it based on genetic algorithm using. On basis of development methodology the system aerodynamic turbofan engine (TFE) compressor improvement were made.

Key words: stochastic optimization, incorrect problem, regularization method, evolution method, turbo-machine.

Трончук Алексей Адамович – ассистент кафедры информатики Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: alextx@mail.ru.

Афанасьевская Виктория Евгеньевна – аспирант кафедры информатики Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: miss_victoria@ukr.net.

Угрюмов Михаил Леонидович – д-р техн. наук, профессор кафедры информатики Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: mlu@xai.kharkov.ua.

Меньяйлов Андрей Владимирович – ведущий конструктор, ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: menyaylov@ukr.net.

УДК 621.452

А.А. МИХАЛКИН¹, А.В. БУНЧУК¹, Ф.Г. СОРОГИН²¹ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШИРОКОХОРДНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Были проведены сравнительные испытания двигателя с серийным колесом вентилятора и с широкохордными рабочими лопатками вентилятора. Выполнен анализ полученных данных измерения характеристик потока. Построены сравнительные характеристики по расходу воздуха через вентилятор и степени повышения полного давления для серийного вентилятора и вентилятора с широкохордными рабочими лопатками. Определены границы устойчивой работы двигателя с широкохордными рабочими лопатками вентилятора. Определена топливная эффективность двигателя с разными колесами вентилятора на различных режимах работы двигателя.

Ключевые слова: широкохордный вентилятор, топливная эффективность.

Введение

К вентиляторам современных ТРДД предъявляют высокие требования по уровню аэродинамических характеристик в широком диапазоне условий эксплуатации, по общей массе, допустимому уровню шума [1, 2]. Вентилятор существенно влияет на общую тягу и топливную эффективность силовой установки. Создание современных конкурентоспособных турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с высокой тягой невозможно без совершенствования конструкции лопатки вентилятора.

Так, например, наличие в достаточно удлиненных лопатках вентилятора традиционных антивибрационных полок приводит к ухудшению его аэродинамических характеристик и увеличению расхода топлива.

Для модификации двухконтурного двигателя был спроектирован и изготовлен малошумный вентилятор с бесполочными широкохордными рабочими лопатками переменной стреловидности. Количество рабочих лопаток в новом колесе вентилятора уменьшилось с 29 шт. до 16 шт. Изменение количества и конфигурации рабочих лопаток вентилятора повлекло изменение конструкции диска вентилятора, корпуса переднего КНД, корпуса вентилятора, СА вентилятора. Двигатель с новым колесом вентилятора должен обеспечить устойчивую работу во всех ожидаемых условиях эксплуатации. Запасы ГДУ для внутреннего и наружного контуров должны быть не менее 15%.

Расчеты основных параметров модернизированного двигателя с новым вентилятором с широкохордными рабочими лопатками показали, что по

сравнению с исходным двигателем при условии сохранения принятых значений температуры газа перед турбиной:

- возрастает тяга двигателя: на 6,5% на взлетном режиме;

- удельный расход топлива на максимальном крейсерском режиме снижается на 7,6%.

С целью определения эффективности применения нового вентилятора были проведены сравнительные испытания двигателя с разными колесами вентилятора.

1. Содержание работы (ход исследования)

Двигатель был препарирован приборами для определения газодинамических параметров потока в различных сечениях. Также на широкохордные рабочие лопатки вентилятора были наклеены тензодатчики для определения характера колебаний и уровня динамических напряжений.

Сначала были определены дроссельные характеристики двигателя с серийным колесом вентилятора с различными соплами наружного контура на всех режимах работы двигателя.

Испытания двигателя проводились с соплами наружного контура $F_{c2}=1,1 F_{c2 \text{ ном}}$; $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$; $F_{c2}=1,0 F_{c2 \text{ ном}}$; $F_{c2}=0,95 F_{c2 \text{ ном}}$.

Высокий уровень напряжений автоколебаний широкохордных рабочих лопаток вентилятора при испытаниях двигателя с соплами наружного контура

$F_{c2}=0,95 F_{c2 \text{ ном}}$ и $F_{c2}=F_{c2 \text{ ном}}$ не позволили провести испытания на всех режимах работы двигателя.

По результатам испытаний двигателя были построены сравнительные диаграммы зависимостей для серийного и широкохордного вентиляторов (рис. 1 и 2). В качестве сравниваемых параметров для модифицированного вентилятора приняты их значения, полученные при испытании с соплом наружного контура $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$.

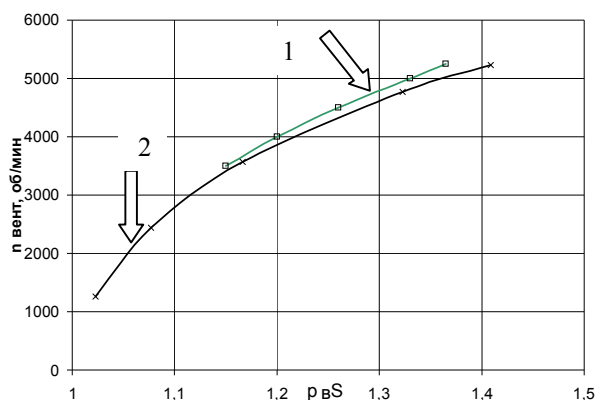


Рис. 1. Сравнение зависимости степени повышения полного давления π^* серийного и широкохордного вентиляторов от приведенной частоты вращения ротора $n_{пр}$:

1 — серийный вентилятор;
2 — широкохордный вентилятор
 $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$

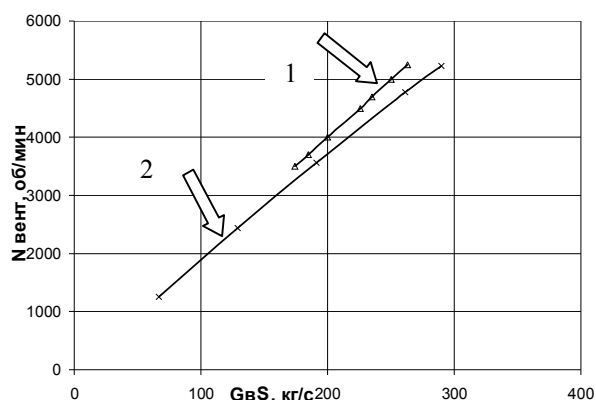


Рис. 2. Сравнение зависимости расхода воздуха серийного и широкохордного вентиляторов от приведенной частоты вращения ротора $n_{пр}$:

1 — серийный вентилятор;
2 — широкохордный вентилятор
 $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$

Из рассмотрения рис. 1 и 2 следует, что в диапазоне изменения частот вращения ротора

вентилятора от ~ 3000 об/мин до ~ 5200 об/мин модифицированный вентилятор по расходу воздуха через двигатель и по степени повышения полного давления обеспечивает существенное превышения этих параметров над аналогичными параметрами серийного вентилятора при одинаковых частотах вращения ротора вентилятора.

Вследствие того, что модифицированный вентилятор обеспечивает превышение расхода воздуха через двигатель и степени повышения полного давления по сравнению с этими параметрами серийного вентилятора, он должен обеспечивать при испытаниях прирост тяги.

Однако, анализ полученных при испытаниях данных показывает, что увеличение тяги двигателя при одном и том же расходе топлива за счет постановки модифицированного вентилятора практически не происходит.

А существенное увеличение тяги двигателя на взлетном режиме происходит с $R=6500$ кгс (с серийным вентилятором) до $R=7500$ кгс (с модифицированным вентилятором) прямо пропорционально росту расходу топлива и росту температуры газа перед турбиной (рис. 3).

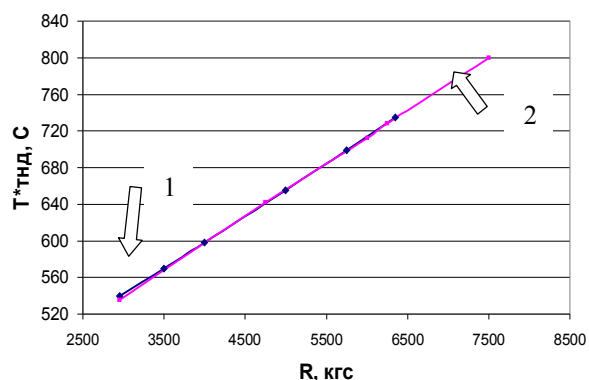


Рис. 3. Сравнение зависимости температуры газа $t_{тнд}$ от тяги двигателя серийного и широкохордного вентиляторов:

1 — серийный вентилятор;
2 — широкохордный вентилятор
 $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$

Зависимость удельного расхода топлива от тяги двигателя представлена на рис. 4.

Исходя из рис. 4 видно, что на взлетном режиме достигается снижение удельного расхода топлива двигателя с широкохордным вентилятором на 3,65 % по сравнению с серийным вентилятором.

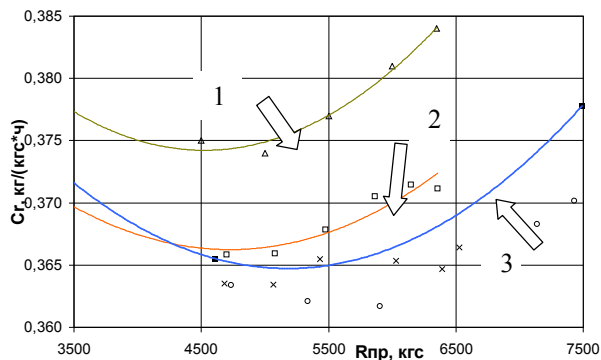


Рис. 4. Сравнение удельного расхода топлива двигателя с серийным и широкохордным вентиляторами:
 1 – серийный вентилятор;
 2 – серийный вентилятор $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$;
 3 – широкохордный вентилятор $F_{c2}=1,05 F_{c2 \text{ ном}}$

Выводы

При сравнении характеристик двигателя с различными колесами вентилятора можно сделать следующие выводы:

1. Удельный расход топлива C_R снизился на 1% при одинаковых соплах наружного контура.

При сравнении серийного двигателя с номинальным соплом и двигателя с широкохордными рабочими лопатками вентилятора с соплом наружного контура $F_{c2}=1,05F_{c2 \text{ ном}}$ удельный расход топлива на взлетном режиме снижен на 3,65%.

2. Увеличение тяги R двигателя произошло только лишь за счет увеличения температуры газа перед турбиной. При одинаковой температуре перед турбиной тяги R равны.

3. Частота вращения ротора вентилятора на взлетном режиме снизилась на 200 об/мин.

4. Высокий уровень напряжений автоколебаний при испытаниях двигателя с соплами наружного контура $F_{c2}=0,95F_{c2 \text{ ном}}$ и $F_{c2}=F_{c2 \text{ ном}}$ не позволили провести испытания на всех режимах работы двигателя.

Литература

1. *Современные технологии в производстве ГТД* / А.Г. Братухин, Б.Е. Карасев и др. – М.: Машиностроение, 1997, - 412 с.
2. *Сиротин Н.Н. Конструкция и эксплуатация, повнеждаемость и работоспособность ГТД* / Н.Н. Сиротин. – М.: РИА «ИМ-Информ», 2002. – 442 с.

Поступила в редакцию 26.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШИРОКОХОРДНОГО ГВИНТИЛЯТОРА

А.О. Міхалкін, Ф.Г. Сорогін, О.В. Бунчук

Проведено порівняльні випробування двигуна із серійним колесом гвинтілятора та з широкохордними лопатками гвинтілятора. Виконан аналіз отриманих даних характеристик потоку. Побудовані порівняльні характеристики по витраті повітря через гвинтілятор та ступіні підвищення тиску для серійного гвинтілятора та гвинтілятора з широкохордними лопатками. Визначені границі стійкої роботи двигуна. Визначена паливна ефективність двигуна з різними колесами гвинтілятора.

Ключові слова: широкохордний гвинтілятор, паливна ефективність.

EFFICIENCY TEST'S A NEW FAN

A.A. Mihalkin, F.G. Sorogin, A.V. Bunchuk

Comparison testing engine with serial fan and new fan blade. Analysis test result flow parameters. Building comparison parameters – air output and engine pressure ratio for serial fan and new fan blade. Delimitation steady operation. Definition fuel efficiency engine for different wheel fan.

Key words: fan, fuel efficiency.

Михалкин Андрей Александрович – инженер-конструктор 1 категории ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: amihalkin@mail.ru.

Сорогин Федор Геннадьевич – начальник отдела ведущих конструкторов ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: skv@motorsich.com.

Бунчук Александр Витальевич – инженер-конструктор отдела ГДР и ПР ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

УДК 629.124:

Г.Ф. РОМАНОВСКИЙ, А.А. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА ПУСКА СУДОВОГО ГТД НА ЭВМ

Предлагается алгоритм моделирования динамики процесса пуска газотурбинного двигателя (ГТД). При моделировании процессов пуска используются, разработанные авторами, обобщенные характеристики компрессоров, турбин, устройств типа «газодинамическое сопротивление» и устройств перепуска полученные на основе использования газодинамических функций и общих соотношений. В качестве исходных данных используются параметры номинального режима. Приведен пример расчета процесса запуска. Процесс изображен на характеристике компрессора при различных мощностях стартера.

Ключевые слова: Запуск, характеристика компрессора или турбины, расход, кпд, степень повышения давления, стартер, устройства перепуска воздуха.

Введение

Динамические явления при запуске газотурбинного двигателя, особенно вновь разработанного, очень часто оказывают существенное влияние на состояние двигателя [1, 2].

Процесс запуска, особенно одновалных машин, может сопровождаться явлениями срыва (помпажом) и так называемым "горячим зависанием".

Под "горячим зависанием" подразумевается режим, при котором скорость вращения двигателя не увеличивается, а температура за камерой сгорания постоянна или возрастает. Увеличение подачи топлива на таком режиме не решает проблему и весьма опасно.

При расчете динамики процессов запуска нужно учесть наличие устройств перепуска воздуха (ЛПВ) и менять момент их закрытия.

Имея обобщенную методику расчета динамики пуска ГТД, можно получить расчетным путем зависимость параметров ГТД от времени (временную диаграмму процесса) и использовать эту зависимость при реальных запусках.

1. Формулирование проблемы

Необходимо получить и реализовать на ЭВМ систему дифференциальных уравнений, описывающих параметры газотурбинного двигателя при запуске с учетом динамических свойств роторов и объемов (как минимум объема камеры сгорания).

Разрабатываемые алгоритмы должны позволить выявить явления срыва и проанализировать процесс запуска на отсутствие состояния типа "го-

рячее зависание", а также предложить рациональный алгоритм запуска.

Цель работы – разработать методику расчета параметров при запуске газотурбинного двигателя с учетом динамических свойств роторов и объемов (как минимум объема камеры сгорания).

1.1 Общие соотношения

Схема газотурбинного двигателя в минимальной комплектации [1, 2] показана на рис. 1.

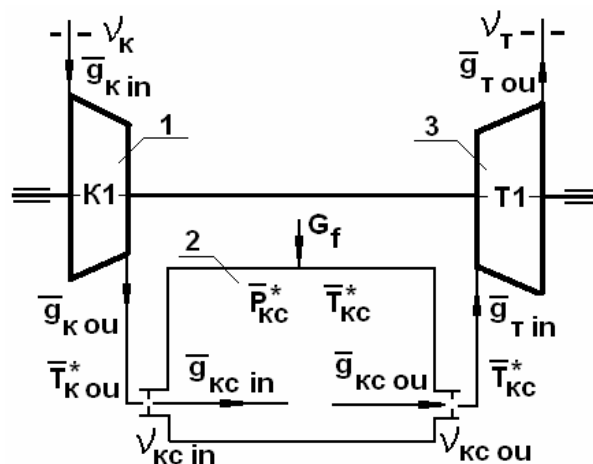


Рис. 1. Схема газотурбинного двигателя:
1 – компрессор (K1); 2 – камера сгорания;
3 – турбина (T1)

Как известно [1, 2] простейший газотурбинный двигатель состоит из компрессора, камеры сгорания и турбины. Такая схема не очень хороша на запуске и частичных режимах, но в силу своей простоты используется в энергетических целях.

Разработанная методика излагается на примере простейшей схемы рис. 1, однако, это не снижает общность и область применения описываемой методики. При описании выкладок это будет показано.

В схеме рис. 1 газодинамические потери учтены коэффициентом восстановления полного давления на входе в компрессор – v_k и коэффициентом восстановления полного давления на выходе из турбины – v_t . Что касается камеры сгорания, то газодинамические потери в ней учтены, по аналогии с [3], коэффициентами восстановления полного давления на входе и выходе – $v_{kc\ in}$ и $v_{kc\ ou}$.

Потери на входе в камеру сгорания мало зависят от температуры на выходе из нее, в то время как, потери на выходе существенно зависят от этой температуры. Это особенно актуально на режиме запуска.

Характеристики компрессоров, турбин и устройств типа "газодинамическое сопротивление" описаны в статьях авторов [4 – 6]. При построении характеристик использован параметр расхода $g = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{P}$. Полезно отметить, что относительный параметр расхода численно равен отношению газодинамической функции $q(\lambda)$ к этой же функции на номинальном режиме.

При формировании системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику двигателя, ГТД рассматривают, согласно [3], как совокупность "аккумуляторов энергии". Один "аккумулятор энергии" – это ротор (как маховик), а другой – это объем газа в камере сгорания. Накопление энергии в других полостях не рассматривается потому, что их сопротивление на запуске мало из-за малых расходов воздуха (газа).

Дифференциальные уравнения камеры сгорания, полученные в [3] на основе сохранения энергии и сохранения массы, могут быть записаны в следующем виде:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{kc} \tau_{kc} &= \bar{P}_{kc}^* \left[\frac{\bar{g}_{kc\ in}}{\sqrt{\bar{T}_{kc\ ou}^*}} - \frac{\bar{g}_{kc\ ou}}{\sqrt{\bar{T}_{kc}^*}} (1 + k_F) \right] + \bar{G}_F k_F; \quad (1) \\ \dot{\bar{P}}_{kc}^* \tau_{kc} &= \bar{P}_{kc}^* \left[k_t \bar{g}_{kc\ in} \sqrt{\bar{T}_{kc\ ou}^*} (1 + k_F) \bar{g}_{kc\ ou} \sqrt{\bar{T}_{kc}^*} + \right. \\ &\quad \left. + \bar{G}_F k_F k_Q \right], \quad (2) \end{aligned}$$

где $\bar{m}_{kc} = \frac{\bar{P}_{kc}^*}{\bar{T}_{kc}^*}$ – масса газа в камере сгорания, отнесенная к массе на номинальном режиме;

$\bar{P}_{kc}^*$ – полное давление газа в камере сгорания, отнесенное к полному давлению на номинальном

режиме;

$\bar{T}_{kc}^*$ – полная температура газа в камере сгорания, отнесенная к полной температуре на номинальном режиме;

$$\tau_{kc} = \frac{m_{kc\ n}}{G_{kc\ in\ n}} \text{ – постоянная времени камеры}$$

сгорания;

$\bar{g}_{kc\ in}$ – параметр расхода на входе в камеру сгорания, отнесенный к параметру расхода на номинальном режиме в той же точке;

$\bar{g}_{kc\ ou}$ – параметр расхода на выходе из камеры сгорания, отнесенный к параметру расхода на номинальном режиме в той же точке;

$\bar{T}_{kc\ ou}^*$ – полная температура газа на выходе в камеру сгорания (за компрессором), отнесенная к полной температуре на номинальном режиме в той же точке;

$$k_F = \frac{G_{F\ n}}{G_{kc\ in\ n}} = \frac{1}{\alpha \cdot L_0} \text{ – коэффициент подачи}$$

топлива;

$G_{F\ n}$ – расход топлива на номинальном режиме;

$G_{kc\ in\ n}$ – расход воздуха на входе в камеру сгорания на номинальном режиме;

α – коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме;

L_0 – масса воздуха необходимая для сжигания одного килограмма топлива;

$$k_t = \frac{C_{p\ in}}{C_{p\ kc}} \frac{T_{kc\ in\ n}}{T_{kc\ n}};$$

$C_{p\ in}$ – теплоемкость газа на входе;

$C_{p\ kc}$ – теплоемкость газа на выходе;

$$k_Q = \frac{Q_{низ} + C_F T_F}{C_{p\ kc} \cdot T_{kc\ n}};$$

$Q_{низ}$ – низшая теплотворная способность топлива.

Для ротора турбокомпрессора

$$\dot{n} \tau_{тк} = \frac{1}{n} (\bar{N}_T - \bar{N}_K + \bar{N}_{ст}), \quad (3)$$

где $\tau_{тк} = \frac{J \omega_H^2}{N_{тн}}$ – постоянная времени ротора турбокомпрессора;

$\bar{n} = \omega / \omega_H$ – отношение угловой скорости турбокомпрессора к угловой скорости на номинальном режиме;

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{N_{TH}} - \text{относительная мощность турби-}$$

ны;

$$\bar{N}_K = \frac{N_K}{N_{TH}} - \text{относительная мощность ком-}$$

прессора;

$$\bar{N}_{CT} = \frac{N_{CT}}{N_{TH}} - \text{относительная мощность старте-}$$

ров.

Из уравнения (2) для случая номинального режима можно получить следующее выражение

$$k_F k_Q = 1 + k_F - k_t.$$

Подстановка в записанное выражение формул для коэффициентов даст следующее верное тождество

$$Q_{HIZ} G_{FH} = G_{FH} (T_{KCH}^* C_{PKC} - C_F T_F) + \\ + G_{KCH} (T_{KCH}^* C_{PKC} - T_{KCH}^* C_{PIN}).$$

Систему дифференциальных уравнений (1) – (3) планируется решить численным методом. В качестве численного метода можно использовать метод Хемминга или Рунге–Кутты [7]. Во всех этих методах задача пользователя – по известным значениям параметров найти первые производные этих параметров. Иными словами – числовые значения неизвестных переменных выдает численный метод, а задача программиста, получив эти числовые значения, вычислить первые производные.

Таким образом, для ГТД рис. 1 считаются известными следующие параметры $\bar{P}_{KC}^*$, $\bar{m}_{KC}$ и $\bar{p}$.

Находим температуру в камере сгорания $\bar{T}_{KC}^* = \frac{\bar{P}_{KC}^*}{\bar{m}_{KC}}$.

Задаваясь параметром расхода на входе в камеру сгорания $\bar{g}_{KCIN}$, подбираем его так, чтобы произведение всех $\bar{\pi}_K$ и $\bar{v}$ дало $\bar{P}_{KC}^*$. Аналогично, задаваясь параметром расхода $\bar{g}_{KCH}$ на выходе из камеры сгорания, подбираем его так, чтобы произведение всех $\bar{\pi}_T$ и $\bar{v}$ дало $\bar{P}_{KC}^*$.

В статьях [4 – 6] приведены методики, позволившие разработать следующие процедуры для элементов ГТД:

$$\pi_K = \pi_K (\bar{p}_{пр}, \bar{g}_{KCH}, \eta_{KH}, \pi_{KH});$$

$$\bar{g}_{KCH} = \bar{g}_{KCH} (\bar{p}_{пр}, \bar{g}_{KCH}, \eta_{KH}, \pi_{KH});$$

$$\pi_T = \pi_T (\bar{g}_{in}, \pi_{TH}, \pi_{TKP}, \eta);$$

$$v = v (\bar{g}_{ou}, v_H, v_{KP}, k);$$

$$v = v (\bar{g}_{in}, v_H, v_{KP}, k);$$

$$\frac{\bar{g}_{ou}}{\bar{g}_{in}} = \frac{v_H}{v}.$$

Эти процедуры позволяют проделать указанные выше действия и найти первые производные согласно уравнений (1) – (3).

2. Сравнительный анализ запуска ГТД стартерами различной мощности

Разработанные программы позволили провести расчеты запуска однофазного ГТД для разной мощности стартеров. Начальные условия назначаются единицами (номинал). Затем считают случай прекращения топливopодачи и вращение на стартерах перед розжигом. На рис. 2 показан нормальный запуск ГТД.

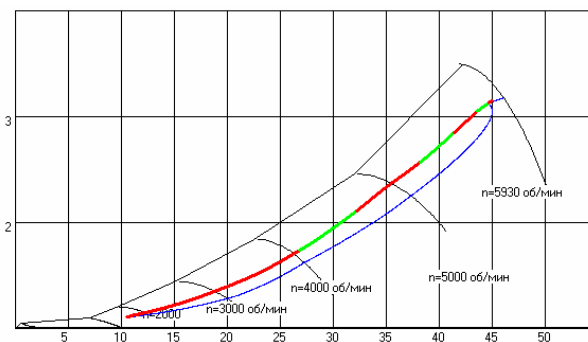


Рис. 2. Запуск ГТД стартером большой мощности

На рис. 2 показан удовлетворительный запуск ГТД, который позволяет надеяться на возможность уменьшить мощность стартера. Запуск при недостаточной мощности стартеров показан на рис. 3.

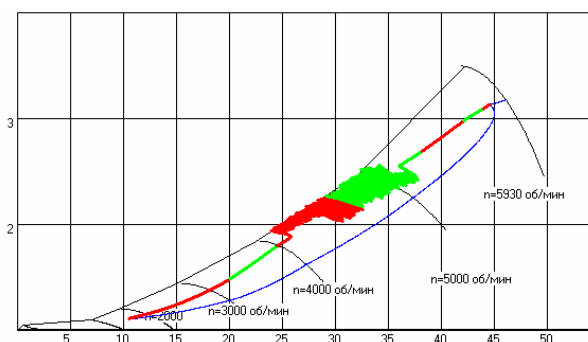


Рис. 3. Запуск ГТД стартером, мощность которого недостаточна

На рис. 3 видны явления срыва при наличии запаса устойчивости. Запас устойчивости при запуске (рис. 3) небольшой, но он есть и, казалось бы, можно работать. Однако учет динамики запуска позволяет утверждать обратное.

Заключение

Разработанная методика позволяющая моделировать на ЭВМ процесс пуска с получением временной диаграммы.

Расчеты на ЭВМ по изложенной методике позволяют обнаружить явления срыва потока (помпаж) в процессе пуска ГТД.

Вариантные расчеты на ЭВМ позволяют обосновано выбрать мощность стартеров.

Изложенная методика позволяет выбрать рациональный алгоритм запуска ГТД.

Литература

1. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

2. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.

3. Тарасенко А.И. Расчетное обоснование ограничений при регулировании ГТД со свободной силовой турбиной / А.И. Тарасенко // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 65-68.

4. Тарасенко А.А. Частичные режимы устройств типа газодинамическое сопротивление в судовых ГТД / А.А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 56-58.

5. Тарасенко А.А. Применение обобщенных зависимостей для построения характеристик компрессоров с помощью ЭВМ / А.А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7 (64). – С. 74-77.

6. Тарасенко А.А. Применение обобщенных зависимостей для построения характеристик турбин с помощью ЭВМ / А.А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология, – 2010. – № 7 (74). – С. 164-167.

7. Мак-Кракен Д. Численные методы и программирование на Фортране / Д. Мак-Кракен, У. Дорн. – М.: Мир, 1977. – 360 с.

Поступила в редакцию 24.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения, Николаев, Украина.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ ПУСКУ СУДНОВОГО ГТД НА ЕОМ

Г.Ф. Романовський, О.О. Тарасенко

Пропонується алгоритм моделювання динаміки процесу пуску суднового газотурбінного двигуна (ГТД). При моделюванні процесу пуску використовуються розроблені авторами узагальнені характеристики компресорів, турбін, пристроїв типу "газодинамічний опір" та пристроїв перепуску повітря, одержаних на базі використання газодинамічних функцій і загальних співвідношень. В якості базових даних використовуються основні параметри номінального режиму. Наведено приклад розрахунку процесу запуску. Процес зображено на характеристиці компресора при різних потужностях стартеру.

Ключові слова: запуск, характеристика компресора та турбіни, витрата, ккд, ступінь підвищення тиску, стартер, пристрій перепуску повітря.

MODELING OF THE DYNAMICS OF THE SHIP GTE STARTING ON THE COMPUTER

G.F. Romanovsky, A.A. Tarasenko

An algorithm for modeling the dynamics of the process of starting a gas turbine engine (GTE) is proposed. In the simulation of the start the generalized characteristics of compressors, turbines, devices such as "gas-dynamic resistance" and bypass devices obtained by authors through the use of gas-dynamic functions and general relations are used. As the initial data parameters of the nominal mode are used. Example of calculation of the startup process is shown. The process is shown in the compressor characteristics in various capacities on the starter.

Key words: Start-up, compressor or turbine characteristics, consumption, efficiency, pressure ratio, the starter, bypass air device.

Романовський Георгій Федорович – д-р техн. наук, проф., завідує кафедрою турбін Національного університету кораблестроєння ім. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Тарасенко Александр Александрович – аспірант кафедри турбін Національного університету кораблестроєння ім. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

УДК 621.438

В.Т. МАТВЕЕНКО, В.А. ОЧЕРЕТЯНЫЙ*Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина***РАБОТА КОМБИНИРОВАННЫХ ГТУ С ВОЗДУШНЫМИ УТИЛИЗИРУЮЩИМИ ТУРБИННЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ**

Представлены результаты исследований и разработок комбинированных газотурбинных установок (КГТУ) с воздушными утилизирующими турбинами на переменных режимах работы. В работе рассмотрены различные конструктивные схемы формирования КГТУ с утилизирующей воздушной турбиной (ВТ) в сочетании с основным ГТД, который может быть простого цикла, а также в двухконтурном исполнении. Показано, что как на номинальных, так и на переменных нагрузках эффективный КПД КГТУ выше, чем в ГТД простого цикла. Выбор конструктивной схемы КГТУ с ВТ зависит от области применения установки и условий ее функционирования. Для работы на всех режимах более приспособлена КГТУ с основным двухконтурным ГТД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, комбинированная газотурбинная установка, воздушная утилизирующая турбина, когенерация

Введение

Повышение энергоэффективности газотурбинного двигателя (ГТД) возможно за счет превращения части теплоты выхлопных газов в механическую работу в дополнительном двигателе, работающем по газотурбинному циклу. Эффективность комбинированных газотурбинных установок (ГТУ), построенных на утилизационных газотурбинных технологиях, рассмотрена в работе [1].

В качестве двигателя, который работает за счет утилизации теплоты, выступает дополнительный ГТД (ГТД_{доп}), который комбинируется с основным ГТД (ГТД_{осн}), входящим в состав ГТУ. При этом возможны два варианта передачи теплоты отработавших газов в ГТД_{доп}:

- подогревом рабочего тела (воздуха) в теплообменнике (подогревателе воздуха) перед турбиной ГТД_{доп};

- использованием отработавших газов в качестве рабочего тела в турбине перерасширения (ТП) ГТД_{доп}.

На рис. 1 приведена схема комбинированной ГТУ (КГТУ), нагруженной на гребной винт. Установка состоит из основного ГТД простого цикла и дополнительного ГТД. В ГТД_{доп} сжатый после компрессора (К) воздух нагревается в подогревателе воздуха (ПВ) за счет теплоты отработавших газов ГТД_{осн}. В рассматриваемой схеме основной ГТД – многовальтовый и через редуктор (Р) связан с воздушной турбиной, что обеспечивает совместную работу на общую нагрузку, которая может быть винтового типа в составе судового пропульсивного комплекса.

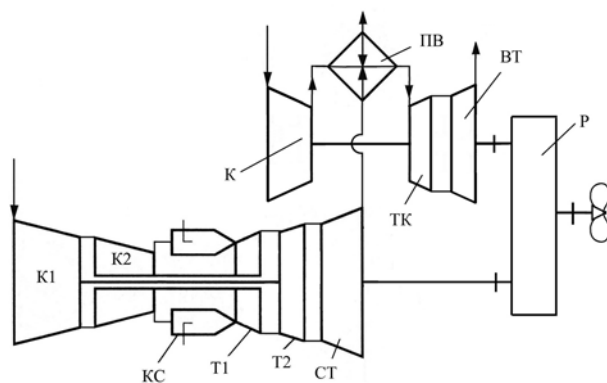


Рис. 1. Схема КГТУ с ГТД_{доп} с воздушной турбиной: К1 и К2 – компрессоры; КС – камера сгорания; Т1 и Т2 – турбины привода компрессоров; СТ – силовая турбина; ПВ – подогреватель воздуха; ВТ – воздушная турбина; Р – редуктор; ТК – турбина компрессора К

1. Характеристики КГТУ с воздушными утилизирующими турбинными двигателями

Для комбинированной ГТУ с утилизацией теплоты отработавших газов в ГТД_{доп} эффективный КПД (η_e) определяется по формуле:

$$\eta_e = (H_e + H_{ed}) / Q,$$

где H_e и H_{ed} – эффективные работы, полученные в ГТД_{осн} и ГТД_{доп}; Q – подведенная теплота в цикл.

При равенстве расходов воздуха в схеме рис. 1 повышение КПД ГТУ осуществляется за счет увеличения удельной мощности (n_{ed}) ГТД_{доп}.

Определение параметров цикла ГТД_{доп} с воздушной турбиной было проведено в работе [2] и при

больших вариантах усложнения цикла ГТД_{доп} в работе [3]. Температура газа на выходе ГТД_{осн} варьировалась от 673 К до 873 К. Оптимальная степень повышения давления $\pi_{\text{кд}}$ ГТД_{доп} находится в пределах от 2,5 до 4,0 при конструктивно достижимых характеристиках турбомашин и теплообменных аппаратов.

Характеристики комбинированных ГТУ приведены в таблице при равенстве потерь на выходе ГТД_{осн} (имеется наличие теплообменника). ГТД простого цикла в таблице представлен в качестве когенерационной установки, имеющей котел-утилизатор.

Таблица
Результаты расчетов основных характеристик комбинированных ГТУ

Обозначение ГТУ Наименование	Значение		
	ГТД _{осн}	ГТД _{осн} +ВТ	ГТД _{осн} +ТП
Начальная температура газа в основном ГТД при $\pi_{\text{к}}=22$, К	1473	1473	1473
Температура газа на выходе из основного ГТД, К	725,0	723,3	690,4
Степень повышения давления в дополнительном ГТД	—	3,5	2,25
Удельная мощность дополнительного ГТД, кВт/(кг/с)	—	32,7	39,0
Удельная мощность (общая) ГТУ, кВт/(кг/с)	296,1	329,2	335,1
Эффективный КПД ГТУ, %	36,8	40,4	41,6
Удельная тепловая мощность, кВт/(кг/с)	373	—	300,6
Теплотехнический (общий) КПД, %	83,2	—	79,0

2. Конструктивные схемы комбинированных ГТУ с УТД

Для комбинированной ГТУ с ГТД_{доп} с ВТ в качестве ГТД_{доп} может быть выбран двухвальный двигатель со свободной воздушной турбиной (рис. 1), который более предпочтителен для всережимной судовой пропульсивной установки.

Возможно применение ГТД_{доп} одновальной конструкции, которая может быть приемлема в энергетической комбинированной ГТУ.

Для комбинированной ГТУ с ГТД_{доп} с ВТ в качестве основного ГТД_{осн} может быть применен

двухконтурный ГТД со степенью двухконтурности примерно единица. Такое решение было предложено в работе [2]. На рис. 2 приведена схема КГТУ, в составе которой применен двухконтурный газотурбинный двигатель, половина сжатого воздуха от компрессора К1 подогревается за счет теплоты выхлопных газов в ПВ и далее подается в силовую воздушную турбину.

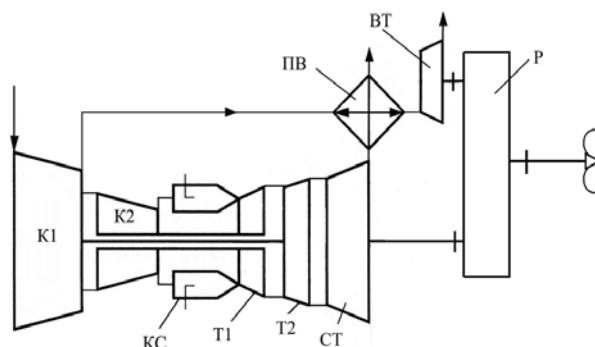


Рис. 2. Схема комбинированной ГТУ с двухконтурным ГТД_{осн} и с воздушной турбиной: К1 и К2 – компрессоры; КС – камера сгорания; Т1 и Т2 – турбины привода компрессоров; СТ – силовая турбина; ПВ – подогреватель воздуха; ВТ – воздушная турбина; Р – редуктор

3. Переменные режимы работы комбинированных ГТД с ВТ

Одной из важнейших характеристик ГТУ является изменение эффективного КПД установки в зависимости от мощности на переменных режимах, а в когенерационных ГТУ – тепловой мощности, а также теплотехнического (общего) КПД. Изменение экономичности установки при частичных нагрузках может быть весьма различным в зависимости от конструктивных схем ГТУ.

На рис. 4 для ГТУ с ГТД_{доп} с ВТ (схема П+ВТ) изменение эффективного КПД η_e , относительной удельной мощности $\bar{N}_{ed}$ ГТД_{доп}, относительного расхода воздуха G_{kd} ГТД_{доп} в зависимости от относительной эффективной мощности $\bar{N}_e$ ГТД_{осн}. Для сравнения на рис. 3 приведены характеристики ГТД простого цикла (схема П): эффективный КПД η_e и относительный расход воздуха G_k .

Эффективный КПД КГТУ с ГТД_{доп} с ВТ при значениях относительной мощности $\bar{N}_e=0,3...1,0$ выше, чем в ГТД простого цикла.

После запуска ГТД_{осн} (рис. 1) и выходе на режим $\bar{N}_e \approx 0,4$ необходимо запускать ГТД_{доп} с ВТ, что является особенностью данной схемы и неудобством в эксплуатации установки во всережимном использовании.

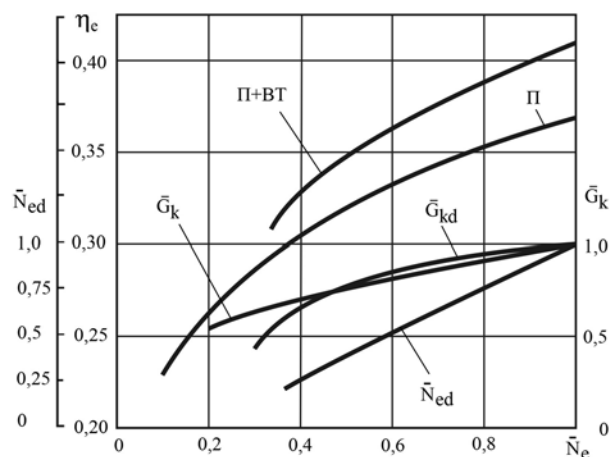


Рис. 3. Параметры комбинированной ГТУ (П+ВТ) и цикла ГТД_{доп} с ВТ на переменном режиме в зависимости от относительной мощности $\bar{N}_e$ ГТД_{осн}

На рис. 4 показано изменение параметров цикла ГТД_{доп} с ВТ: степень повышения давления в компрессоре π_{kd} и расширения в силовой турбине π_{T2d} , а также температуры воздуха T_{3d} перед ТК и выхлопа T_{4d} в зависимости от относительной мощности $\bar{N}_{ed}$.

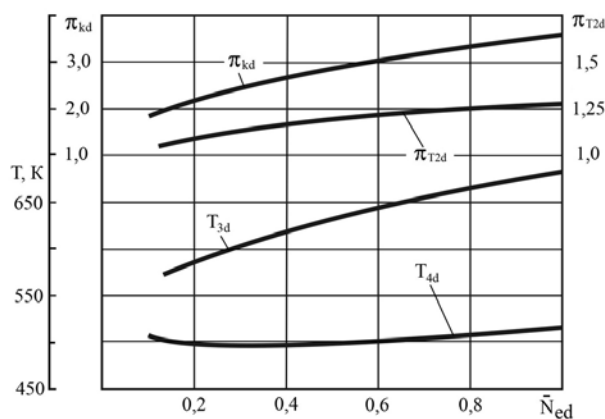


Рис. 4. Параметры цикла ГТД_{доп} с ВТ на переменном режиме в зависимости от относительной мощности $\bar{N}_{ed}$ ГТД_{доп}

Температура выхлопа воздуха T_{4d} из ГТД_{доп} с ВТ на всех режимах работы практически постоянна.

На рис. 5 показаны изменения эффективного КПД η_e ГТУ с ВТ (П+ВТ) и ГТД простого цикла (П) в зависимости от изменения относительной эффективной мощности силовой турбины ГТД_{осн} $\bar{N}_e$, а также параметры работы элементов ГТУ с ВТ на частичных режимах нагружения [1].

Эффективный КПД η_e ГТУ с ВТ выше, чем в ГТД простого цикла, особенно (относительно) на частичных нагрузках. Необходимо отметить, в ГТУ

с двухконтурным ГТД_{осн} мощности СТ и ВТ на номинальном режиме примерно равны. Мощность СТ ГТД_{осн} уменьшается быстрее, чем мощность ВТ. На рис. 5 удельная мощность СТ обозначена $n_{ст}$, а ВТ – $n_{вт}$.

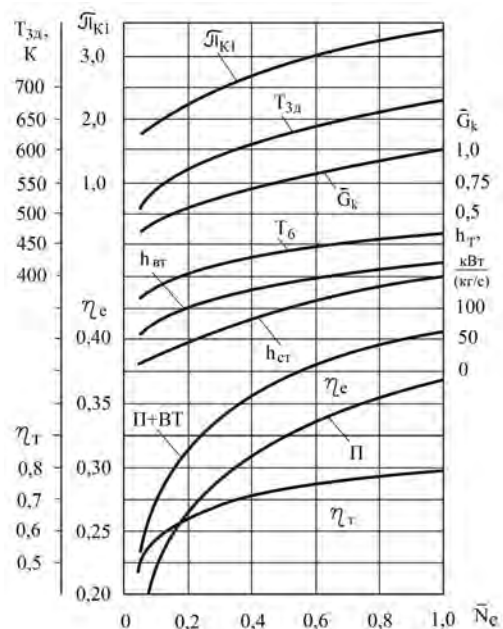


Рис. 5. Характеристики ГТУ с двухконтурным ГТД_{осн} и ВТ на частичных (винтовых) нагрузках при $T_3 = 1473$ К, $\pi_k = 22$ и $\pi_{kd} = 3,43$

На холостом ходу ГТД_{осн} ВТ развивает избыточную мощность, так как работает двухконтурный компрессор К1 и температура T_{3d} перед ВТ достаточно высокая.

Значения π_{k1} и $\bar{G}_k$ позволяют определить эффективность и устойчивость работы выбранного компрессора К1 на переменном режиме.

На рис. 5 указан параметр η_T , который показывает степень использования энергии топлива в ГТД_{осн} и в подогревателе воздуха второго контура. Температура газа T_6 (рис. 5) за ПВ указывает на возможность дальнейшей утилизации теплоты выхлопных газов ГТД_{осн}.

Заключение

1. На базе высокотемпературных ГТД возможно создать комбинированные ГТУ с утилизирующими турбинными двигателями, обладающие высокой экономичностью.

2. Выбор конструктивной схемы КГТУ с ВТ зависит от области применения установки и условий ее функционирования.

3. Во всережимной судовой энергоустановке предпочтительно применять комбинированную ГТУ

с основным двухконтурным ГТД и воздушной турбиной, в которой нет необходимости на малых нагрузках запускать ГТД_{доп} с ВТ.

Литература

1. Матвеев В.Т. Энергоэффективность комбинированной ГТУ с утилизирующими турбинными двигателями / В.Т. Матвеев, В.А. Очеретяный // Газотурбинные технологии. – Рыбинск, 2010. – № 7 (88). – С. 44–48.

2. Матвеев В.Т. Сравнение эффективности судовых комбинированных газотурбинных установок / В.Т. Матвеев // Судовые энергетические установки: сб. науч. трудов НКИ. – Николаев, 1990. – С. 48–56.

3. Характеристики газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизирующими установками / О.С. Кучеренко [и др.] // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Х., 2010. – Вып. 3/3 (45). – С. 26–31.

Поступила в редакцию 27.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Н.Н. Салов, Севастопольский национальный технический университет, Севастополь, Украина.

РОБОТА КОМБІНОВАНИХ ГТУ З ПОВІТРЯНИМИ УТИЛІЗУЮЧИМИ ТУРБІННИМИ ДВИГУНАМИ НА ЗМІННИХ РЕЖИМАХ

В.Т. Матвієнко, В.А. Очеретяний

Представлені результати досліджень і розробок комбінованих газотурбінних установок (КГТУ) з повітряними турбінами утилізують на змінних режимах роботи. У роботі розглянуті різні конструктивні схеми формування КГТУ з утилізуючою повітряною турбіною (ПТ) у поєднанні з основним ГТД, який може бути простого циклу, а також у двоконтурному виконанні. Показано, що як на номінальних, так і на змінних навантаженнях ефективний ККД КГТУ вище, ніж у ГТД простого циклу. Вибір конструктивної схеми КГТУ з ПТ залежить від області застосування установки і умов її функціонування. Для роботи на всіх режимах більш пристосована КГТУ з основним двоконтурним ГТД.

Ключові слова: газотурбінний двигун, комбінована газотурбінна установка, повітряна утилізуюча турбіна, когенерація.

WORK COMBINED WITH STU DISPOSE OF AIRCRAFT TURBINE ENGINE FOR VARIABLE CONDITIONS

V.T. Matveenko, V.A. Ocheretyaniy

The results of research and development of combined gas turbine (CGTE) with air utilizing turbines at varying operating conditions are presents. The paper discusses various design schemes of the formation of CGTE with recycling air turbine (AT) in combination with primary GTE, which can be a simple cycle, as well as double-circuit design. It is shown that in both the nominal and variable loads the effective efficiency CGTE is higher than in the GT of a simple cycle. The choice of the constructive scheme CGTE with AT depends on the application installation and conditions of its functioning. To work in all ranges to the main CGTE turbofan gas turbine engine is more suited.

Key words: gas turbine engine, combined gas turbine power plant, recycled air turbine cogeneration.

Матвеев Валерий Тимофеевич – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры энергоустановок морских судов и сооружений Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина, e-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua.

Очеретяный Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры энергоустановок морских судов и сооружений Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина, e-mail: ocheret-1961@rambler.ru.

УДК 629.735

О.В. КИСЛОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

О НЕПОДОБИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГТД ПРИ РАЗНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ

Рассмотрены линии совместной работы компрессора и турбины газогенератора при разных температурах воздуха перед ним. Показана зависимость их положения от температуры воздуха перед газогенератором. Смещение линии совместной работы при неизменной площади критического сечения за газогенератором объяснено нарушением подобия режимов работы газогенератора. Показано, что неподобие режимов работы газогенератора при разных температурах воздуха перед ним вызвано изменением относительного расхода топлива. Выявлены другие причины смещения линии совместной работы при изменении температуры воздуха перед газогенератором. Сформулированы условия подобия режимов газогенератора. Полученные результаты могут быть использованы при пересчете результатов испытаний газогенераторов в атмосферных условиях на условия, соответствующие условиям работы газогенератора в составе ГТД.

Ключевые слова: газогенератор, подобие режимов работы, относительный расход топлива, приведенный расход топлива.

Введение

Испытания и доводка газогенераторов часто выполняется на специальных стендах при атмосферных температурах воздуха на входе, отличающихся от температуры воздуха перед газогенератором при его работе в составе ГТД [1]. Приведение результатов испытаний к рабочей температуре осуществляется с помощью теории подобия. В широко известных работах [1,2] сделан вывод, что независимо от температуры воздуха на входе в газогенератор при обеспечении условий $\pi_{\text{ГТД}}^* = \text{idem}$ и $n_{\text{пр}} = \text{idem}$ газогенератор работает на подобных режимах, поэтому положение рабочей точки на характеристике компрессора также не зависит от температуры воздуха на входе. Однако практика испытаний газогенераторов показывает, что это утверждение нарушается при существенном изменении температуры воздуха на входе. Например, для газогенераторов, использующихся в качестве турбокомпрессора высокого давления, температура на входе в него может достигать значений 450...550К, что приводит к отклонению линии совместной работы от ее положения, полученной при стандартной температуре атмосферы на высоте $H=0$.

Целью данной работы является выявление причин отсутствия подобия режимов работы газогенератора при разных температурах воздуха на входе в него. Оценка влияния выявленных факторов на положение ЛСР при разных температурах воздуха на входе в газогенератор.

1. Анализ уравнений, описывающих подобные режимы работы газогенератора

На подобных режимах все безразмерные параметры одинаковы. В работах [1, 2] для доказательства подобия режимов работы газогенератора принимается ряд допущений, затем анализируются уравнения, описывающие режимы работы газогенератора, и делаются выводы об условиях подобия режимов работы. Очевидно, что если нарушается подобие режимов работы при существенном изменении температуры воздуха на входе, значит, нарушаются принятые допущения. Для выявления причин неподобия необходим анализ справедливости допущений, уточнение их, учет измененных допущений при анализе уравнений, описывающих режимы работы газогенератора и корректировка выводов.

При анализе подобия режимов работы газогенератора используются условия совместной работы компрессора и турбины:

– баланс расходов

$$G_B (1 - g_{\text{охл}} - g_{\text{отб}}) (1 + g_T) = G_T; \quad (1)$$

– баланс работ

$$L_T^* (1 - g_{\text{охл}} - g_{\text{отб}}) (1 + g_T) \eta_{\text{мех}} = L_K^*, \quad (2)$$

а также уравнение для степени понижения давления в турбине, полученное из условия равенства расходов через турбину и сопло:

$$\pi_T^* = \left[\frac{\sigma_c F_{kp} q(\lambda_{kp})}{\sigma_{ca} F_{ca} q(\lambda_{ca})} \right]^{\frac{2n}{n+1}}. \quad (3)$$

Приняв допущения об автомодельности течения по числу Рейнольдса, независимости от температуры газа показателя адиабаты k и пренебрежимо малом изменении относительного расхода топлива g_T , из уравнения (1) с помощью уравнения Христиановича получают уравнения лучей на характеристике компрессора при заданных отношениях температур $\frac{T_T^*}{T_B^*}$ (рис. 1)

$$\frac{\pi_k^*}{q(\lambda_B)} = \frac{m}{m_T} \frac{F_B}{F_{ca}} \frac{1}{\sigma_{kc} q(\lambda_{ca})} (1 + g_T) \times \times (1 - g_{охл} - g_{отб}) \sqrt{\frac{T_T^*}{T_B^*}} = \text{const} \sqrt{\frac{T_T^*}{T_B^*}} \quad (4)$$

и на каждом луче находится точка, удовлетворяющая уравнению (2). Геометрическое место полученных точек представляет собой линию совместной работы (ЛСР) компрессора и турбины.

Поскольку уравнение (2) может быть преобразовано к виду, независящему от температуры газа перед газогенератором T_B^*

$$\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot \frac{\pi_k^* \frac{k-1}{\eta_k^*} - 1}{\eta_k^*} = \frac{k_T}{k_T-1} \cdot R_T \cdot \left(\frac{T_T^*}{T_B^*} \right) \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k_T-1}{k_T}} \right) \times \times \eta_{Т\text{мех}}^* (1 - g_{охл} - g_{отб}) (1 + g_T), \quad (5)$$

то полученная таким образом ЛСР не зависит от T_B^* .

Однако при одинаковых отношениях температур $\frac{T_T^*}{T_B^*}$ и $\frac{T_K^*}{T_B^*}$ величина относительного расхода топлива g_T не остается неизменной при изменении T_B^* . Общепринято [1, 2], что

$$\frac{g_T}{T_B^*} = \text{idem}. \quad (6)$$

Хотя и это выражение является приближенным. Более точное выражение может быть получено из баланса теплоты в камере сгорания с учетом изменения расхода газа в ней:

$$H_u g_T \eta_T = \left[(1 + g_T) i_T^* - i_K^* - g_T i_T^* \right]. \quad (7)$$

Используя общепринятое допущение [3], что удельная энтальпия топлива примерно равна удельной энтальпии воздуха на входе в камеру сгорания, это уравнение приводится к виду

$$H_u \eta_T \frac{g_T}{1 + g_T} = i_T^* - i_K^*. \quad (8)$$

Откуда

$$\frac{g_T}{1 + g_T} \frac{1}{T_B^*} = \frac{1}{H_u \eta_T} \left(\frac{k_T}{k_T-1} \cdot R_T \frac{T_T^*}{T_B^*} - \frac{k}{k-1} \cdot R \frac{T_K^*}{T_B^*} \right). \quad (9)$$

Поскольку $g_T \ll 1$, из формулы (9) и следует, что относительный расход топлива g_T меняется практически пропорционально T_B^* при неизменных отношениях температур $\frac{T_T^*}{T_B^*}$ и $\frac{T_K^*}{T_B^*}$.

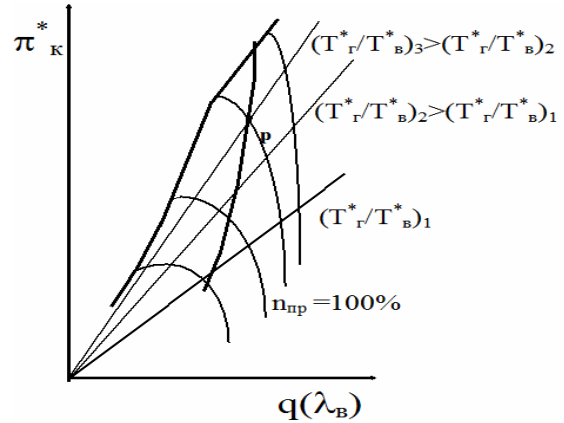


Рис. 1. ЛСР компрессора и турбины

Так как при испытаниях газогенератора на стенде температура воздуха перед газогенератором может быть примерно в два раза меньшей, чем при его работе в составе ГТД, величина g_T также уменьшается примерно в два раза. Это нарушает допущение, принятое при выводе уравнений (4) и (5). В частности, в уравнении (4) уменьшается величина const , что приводит к уменьшению угла наклона лучей при заданных отношениях температур $\frac{T_T^*}{T_B^*}$,

и уменьшается мощность турбины, что, в соответствии с уравнением (5), приводит к смещению рабочей точки по температурному лучу в сторону уменьшения π_k^* . В результате ЛСР удаляется от границы устойчивости компрессора.

Таким образом, при учете изменения относительного расхода топлива g_T ЛСР газогенератора при неизменной площади критического сечения сопла за ним теряет свойство универсальности и становится функцией от температуры воздуха перед газогенератором T_B^* . Как следствие, режим работы газогенератора однозначно задается не одним параметром $n_{пр}$, а двумя: $n_{пр}$ и T_B^* .

Кроме того, из рассмотренного анализа следует вывод о неподобии режимов газогенератора при

обеспечении подобия режимов работы компрессора. Действительно, для сохранения положения рабочей точки на характеристике компрессора при изменении температуры воздуха перед газогенератором T_B^*

требуется изменение $\frac{T_{\Gamma}^*}{T_B^*}$ и π_T^* . Изменение $\frac{T_{\Gamma}^*}{T_B^*}$ следует из уравнения (4) и обеспечивает требуемый наклон температурного луча, а изменение π_T^* следует из уравнения (5) и обеспечивает неизменность положения рабочей точки на температурном луче.

Зависимость $\frac{T_{\Gamma}^*}{T_B^*}$ и π_T^* от температуры воздуха перед газогенератором T_B^*

приводит к нарушению подобия режимов работы турбины и газогенератора в целом. Поэтому и приведенный расход топлива

$$G_{\text{тпр}} = G_{\text{т}} \frac{P_{\text{впр}}^*}{P_{\text{в}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{впр}}^*}{T_{\text{в}}^*}} = G_{\text{впр}} \frac{g_{\text{т}}}{T_{\text{в}}^*} \quad \text{будет зависеть от}$$

T_B^* . Последнее утверждение математически следует

из уравнения (9) и неодинаковости $\frac{T_{\Gamma}^*}{T_B^*}$ при раз-

ных T_B^* .

2. Анализ результатов расчета

Для оценки величины смещения ЛСР при изменении температуры воздуха перед газогенератором T_B^* были рассчитаны ЛСР газогенератора с $\pi_{\text{кр}}^* = 7$ при неизменной площади критического сечения сопла за ним при $T_B^* = 288\text{K}$ и $T_B^* = 528\text{K}$.

Математическая модель ТРД первого уровня реализована на принципах, описанных в [4].

Результаты расчета представлены на рис. 2.

Они подтверждают полученные выводы о зависимости положения ЛСР от температуры воздуха на входе в газогенератор и удалении ЛСР от границы устойчивости при уменьшении T_B^* . Кроме того, величина смещения ЛСР зависит от абсолютной величины относительного расхода топлива: чем больше величина $g_{\text{т}}$, тем сильнее расслоение ЛСР по T_B^* .

Заключение

В работе выполнен анализ влияния температуры воздуха перед газогенератором T_B^* на положение ЛСР газогенератора при заданной площади крити-

ческого сечения сопла. Показано, что при уменьшении T_B^* ЛСР удаляется от границы устойчивости компрессора. Величина смещения ЛСР зависит от величины изменения T_B^* . Режим работы газогенератора определяется двумя параметрами $n_{\text{пр}}$ и T_B^* . Причиной расслоения ЛСР является неодинаковость относительного расхода топлива $g_{\text{т}}$ при разных T_B^* .

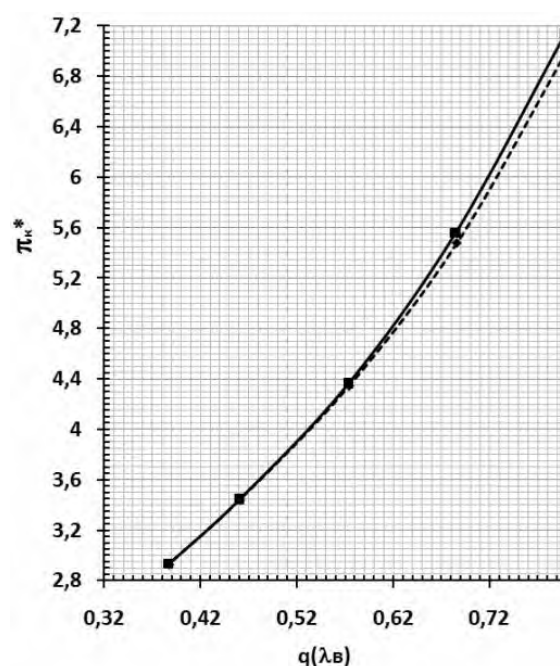


Рис. 2. ЛСР при разных T_B^* :

—◆— $T_B^* = 288\text{K}$; —■— $T_B^* = 528\text{K}$.

Кроме того, имеются и другие причины расслоения ЛСР при разных T_B^* : неодинаковость теплостойкости воздуха и газа, неодинаковость геометрии проточной части газогенератора вследствие неодинаковости температурных расширений элементов конструкции.

В дальнейшем требуется сравнительная оценка влияния различных факторов на смещение ЛСР и разработка методики пересчета параметров газогенератора, полученных в условиях его испытания с низкими значениями T_B^* , на температуры воздуха, соответствующие условиям работы газогенератора в составе ГТД.

Литература

1. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Часть 2 / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. — М.: Машиностроение, 1978. — 336 с.
2. Кулагин В.В. Теория газотурбинных двигателей: учебник в 2 кн. / В.В. Кулагин — М.: МАИ,

1994. – Кн. 2: Совместная работа узлов, характеристики и газодинамическая доводка выполненного ГТД. – 1994. – 304 с.

3. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / В.М. Акимов, В.И. Бакулев, Р.И. Курзинер [и др.]; под ред. С. М. Шляхтенко. – 2-е изд. – М.:

Машиностроение, 1987. – 568 с.

4. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / В.П. Деменченко, Л.Н. Дружинин, А.Л. Пархомов [и др.]; под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.

Поступила в редакцию 26.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры теории авиационных двигателей В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ПРО НЕПОДІБНІСТЬ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГТД ПРИ РІЗНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ

О.В. Кіслов

Розглянуті лінії спільної роботи компресора і турбіни газогенератору при різних температурах повітря перед ним. Показана залежність їх положення від температури повітря перед газогенератором. Зміщення лінії спільної роботи при незмінній площі критичного перерізу за газогенератором пояснено порушенням подібності режимів роботи газогенератору. Показано, що неподібність режимів роботи газогенератору при різних температурах повітря перед ним визвано зміненням відносних витрат палива. Виявлені інші причини зміщення лінії спільної роботи при змінненні температури повітря перед газогенератором. Сформульовані умови подібності режимів роботи газогенератора. Одержані результати можуть бути використані при перерахунку результатів випробувань газогенераторів в атмосферних умовах на умови, що відповідають умовам роботи газогенератора у складі ГТД.

Ключові слова: газогенератор, подібність режимів роботи, відносні витрати палива, приведені витрати палива.

ABOUT UNSIMILAR MODES OF GAS TURBINE ENGINE GAS GENERATOR AT DIFFERENT INLET AIR TEMPERATURE

O.V. Kislov

The operation lines of the gas generator compressor and turbine at different inlet air temperature are considered. The dependence of their positions from inlet air temperature are shown. The operation line displacement at a fixed area of the critical section behind of the gas generator is explained by similarity violation of the gas generator modes. It is shown that the non-similarity of gas generator modes at different inlet air temperatures is due to change relative fuel consumption. Other causes of the operation line displacement by varying the inlet air temperature are identified. Conditions of similarity gas generator modes are formulated. The results can be used in the recalculation results of gas generator tests from atmospheric conditions on the conditions, according gas generator modes in the engine.

Key words: gas generator, the similarity of operating modes, the relative fuel consumption, corrected fuel consumption.

Кислов Олег Владимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: OBKislov@mail.ru.

УДК 621.452.3.03:621.438-71

К.С. ЕПИФАНОВ, А. САФИ

Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОХЛАЖДЕНИЕ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ВЗЛЕТНОМ РЕЖИМЕ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСЬЮ

В современных газотурбинных двигателях температура рабочего тела существенно превышает рабочую температуру материала лопаток. Поэтому для обеспечения работоспособности лопаток используется система воздушного охлаждения. Одним из способов повышения ее эффективности является применение впрыска воды. Это позволяет снизить температуру охладителя и повысить интенсивность теплоотдачи в каналах охлаждения. Рассмотрен пример системы внутреннего конвективного охлаждения рабочей лопатки турбины высокого давления, который показал, что применение впрыска воды на взлетном режиме позволяет уменьшить отбор воздуха на охлаждение на 60% при сохранении ресурса лопатки, что обеспечит уменьшение удельного расхода топлива на 0,7%.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, рабочая лопатка, система охлаждения, теплообмен, прочность, ресурс.

В современных газотурбинных двигателях температура рабочего тела превышает рабочую температуру материала лопаток. Поэтому для обеспечения работоспособности лопаток используется система воздушного охлаждения. Отбор воздуха для охлаждения деталей ГТД существенно сказывается на тяге и расходе топлива двигателя. При отсутствии устройства, регулирующего расход охлаждающего воздуха, количество отбираемого воздуха рассчитано на работу на взлетном режиме и избыточно для остальных режимов работы.

Предлагается оснастить систему воздушного охлаждения турбины высокого давления подсистемой впрыска воды. При испарении воды температура полученной паровоздушной смеси понижается. Снижение температуры охлаждающей среды позволит уменьшить отбор воздуха в систему охлаждения до достаточного для номинального режима работы без впрыска пара (воды). Как следует из зависимостей для влажного воздуха, приведенных в работе [1], температуру воздуха после испарения впрыснутой в него воды можно определить по формуле

$$T_{см} = \frac{i_{возд} \frac{1}{d+1} + i_{вод} \frac{d}{d+1} - d \cdot r}{c_{рвозд} + d \cdot c_{рп}}, \quad (1)$$

где $i_{возд}$ – удельная энтальпия сухого воздуха; $i_{вод}$ – удельная энтальпия воды; d – абсолютная влажность паровоздушной смеси; r – скрытая теплота парообразования воды при 0 °С; $c_{рп}$ – удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении; $c_{рп}$ – удельная теплоемкость водяного пара при постоянном давлении.

На рис. 1 изображено изменение температуры паровоздушной смеси в зависимости от доли пара в полученной паровоздушной смеси. Из рисунка видно, что добавка 5% воды в воздух уменьшает его температуру примерно на 150 °С.

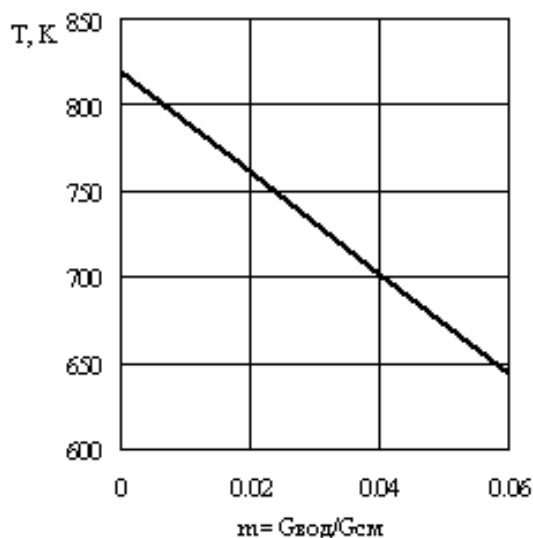


Рис. 1. Изменение температуры воздуха при впрыске воды

Для более подробной оценки использовались расчеты лопатки на прочность на взлетном и номинальном режиме работы. В качестве примера рассмотрена лопатка рабочего колеса (РК) турбины высокого давления (ТВД) двигателя с тягой 120 кН. Поперечное сечение охлаждаемой лопатки и схема движения охлаждающего воздуха в ней изображены на рис. 2. Как видно из рисунка, используется конвективно-петлевое охлаждение.

Основные исходные данные для расчета приведены в табл. 1. Методика расчетов приведена в работе [2].

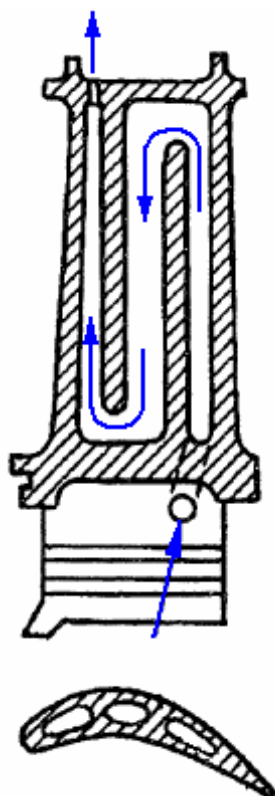


Рис. 2. Петлевое движение потока во внутренних каналах

Результаты анализа термонапряженного состояния охлаждаемой лопатки на взлетном и номинальном режиме изображены на рис. 3, а. На рисунке приведено температурное поле в среднем сечении лопатки и диаграмма, точки на которой соответ-

ствуют температуре и эквивалентному напряжению в различных точках сечения, а линия – пределу прочности для материала лопатки в зависимости от температуры.

Как следует из рисунка, минимальный запас прочности без учета ползучести на взлетном режиме составляет 1,157, а на номинальном режиме - 2,483. Точка лопатки, на взлетном режиме имеющая минимальный запас прочности, расположена на выходной кромке со стороны спинки. Коэффициенты запаса прочности на номинальном режиме избыточны, и имеется возможность за счет снижения коэффициентов запаса прочности до допустимого значения уменьшить отбор воздуха на охлаждение.

Из рис. 3, а также видны неиспользованные возможности по увеличению минимального запаса прочности рабочей лопатки. Подняв температуру хвостовика лопатки и тем самым уменьшив температурный градиент по выходной кромке, можно уменьшить температурные напряжения.

В ходе оптимизации термонапряженного состояния рабочей лопатки турбины был уменьшен расход воздуха в каналах охлаждения. Это имитировалось пропорциональным уменьшением коэффициентов теплоотдачи в каналах. В результате удалось поднять минимальное значение коэффициента запаса прочности на взлетном до уровня 1,664 и в номинальном - до 1,666. Результаты представлены на рис. 3, б.

Для различного количества впрыскиваемой воды при условии постоянства запаса прочности подбирался необходимый отбор воздуха на охлаждение. Пример результатов расчета представлен на рис. 4.

Полученная зависимость расхода воздуха на охлаждение лопатки со впрыском воды при постоянном коэффициенте запаса прочности приведена на рис. 5.

Таблица 1

Исходные данные

	Взлетный режим	Номинальный режим
Температура торможения в относительном движении перед рабочим колесом T_{w1}^* , К	1330	1271
Давление на входе в РК P_1^* , МПа	1,43	1,3651
Давление на выходе из РК P_2^* , МПа	0,78	0,7446
относительная скорость на входе в РК W_1 , м/с	261,9	234
относительная скорость на выходе из РК W_2 , м/с	461,5	413
Температура торможения за компрессором T_K^* , К	695,8	661
Расход газа через газогенератор G_G , кг/с	38,06	37,505
Отбор воздуха на охлаждение $\bar{G}_{охл}$, %	4,0	-
Частота вращения турбины $n_{вд}$, об/мин	10700	10450
Интенсивность газовых сил в окружном направлении P_A , Н/м	5672	5614
Интенсивность газовых сил в осевом направлении P_U , Н/м	5609	5560

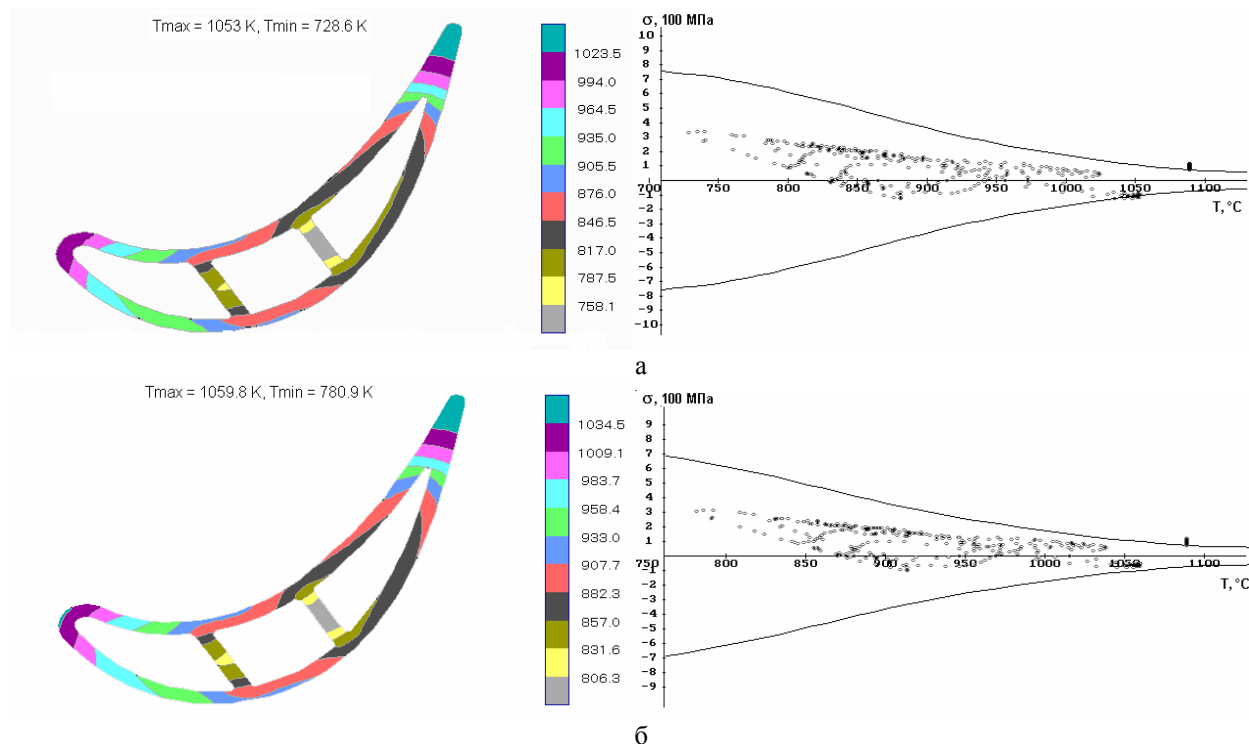


Рис. 3. Температурное поле и диаграмма “Т – σ ” в среднем сечении лопатки на взлетном режиме:
а – предварительный расчет; б – уточненный расчет

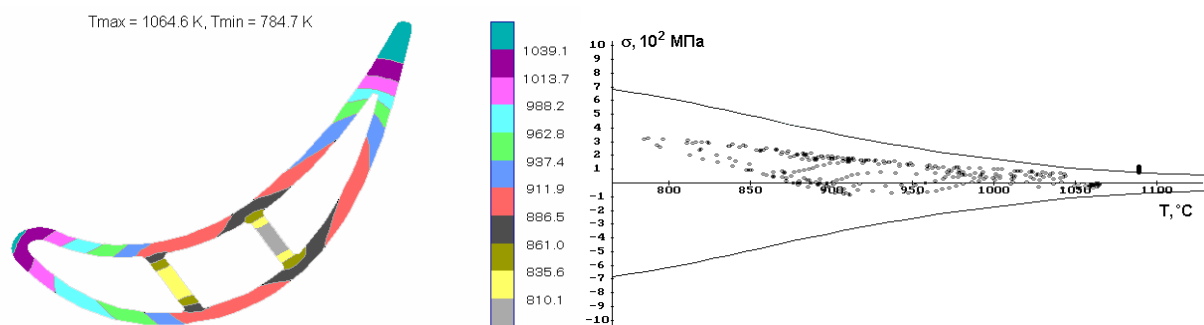


Рис. 4. Температурное поле и диаграмма “Т – σ ” в среднем сечении лопатки на взлетном режиме при добавке 6,4% воды в охлаждающий воздух

Как видно из рисунка, впрыск 6,4% воды по-

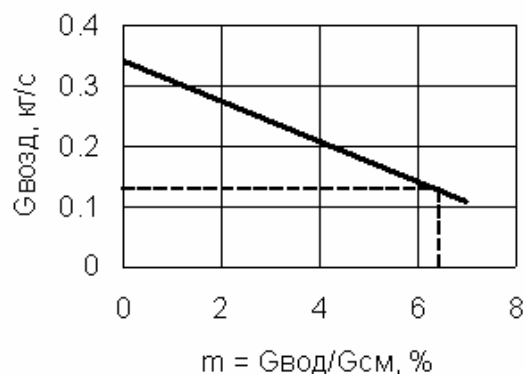


Рис. 5. Изменение расхода воздуха и воды на охлаждение лопатки при постоянном значении минимального запаса прочности

зволяет уменьшить отбор воздуха на охлаждение на 61% на взлетном режиме при сохранении ресурса лопатки. При этом расход воды на охлаждение составит 32,4 кг/ч. За 10 мин работы двигателя на взлетном режиме в одном полете необходимо использовать 5,4 кг воды, так как впрыск воды требуется только при работе на режимах выше номинального.

Для оценки влияния применения впрыска воды в охлаждающий воздух на эффективность двигателя воспользуемся полученным в работе [3, стр. 301] результатом: коэффициент влияния отбора воздуха на охлаждение рабочей лопатки ТВД на удельный расход топлива составляет 1,4. В рассмотренном выше примере уменьшение отборов воздуха на охлаждение турбины на 61 % увеличивает расход воз-

духа через газогенератор на 0,5%, что обеспечивает уменьшение расхода топлива на 0,7%.

Проведенное расчетно-аналитическое исследование показало, что применение впрыска пара для уменьшения температуры воздуха, отбираемого для охлаждения лопаток ТВД, может быть целесообразным. Так, в данном случае расчеты показывают, что установка системы впрыска на ТРДД с тягой 120 кН позволит за счет впрыска 6,4% воды уменьшить отбор воздуха на охлаждение на 61% на взлетном режиме при сохранении ресурса лопатки, что обеспечит уменьшение расхода топлива более чем на 0,7%. При этом за один полет будет израсходовано всего 5,4 кг воды. Это позволяет считать впрыск

воды в систему охлаждения перспективным направлением модернизации авиационных ГТД.

Литература

1. Кириллин В.А. *Техническая термодинамика* / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндин. – М.: Энергия, 1974. – 448 с.
2. Олейник А.В. *Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин* / А.В. Олейник, С.Ю. Шарков. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1995. – 61 с.
3. Черкез А.Я. *Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений* / А.Я. Черкез. – М.: Машиностроение, 1975. – 380 с.

Поступила в редакцию 8.06.2011

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники И.И. Петухов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ОХОЛОЖДЕНИЯ ТУРБИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ НА ЗЛІТНОМУ РЕЖИМІ ПАРОВОПІВІТРЯНОЮ СУМІШШЮ

К.С. Єпіфанов, А. Сафі

В сучасних газотурбінних двигунах температура робочого тіла істотно перевищує робочу температуру матеріалу лопаток. Тому для забезпечення працездатності лопаток використовується система повітряного охолодження. Одним із способів підвищення її ефективності є застосування вприскування води. Це дозволяє знизити температуру охолоджувача і підвищити інтенсивність тепловіддачі в каналах охолодження. Розглянуто приклад системи внутрішнього конвективного охолодження робочої лопатки турбіни високого тиску, який показав, що застосування вприскування води на злітному режимі дозволяє зменшити відбір повітря на охолодження на 60% при збереженні ресурсу лопатки, що забезпечить зменшення питомої витрати палива на 0,7%.

Ключові слова: турбіна високого тиску, система охолодження.

THE COOLING OF HIGH PRESSURE TURBINE BY AIR-STEAM MIXTURE AT TAKE-OFF

K.S. Yepifanov, A. Safi

In modern gas turbine engines the working fluid temperature exceeds the operating temperature of the blade materials. Therefore, to ensure blade performance is used air-cooling system. Water injection is a one way of increasing cooling efficiency. This reduces coolant temperature and increase the heat transfer rate in cooling channels. An example of the high pressure turbine working blades internal convective cooling showed that the use of water injection on takeoff will reduce the cooling air selection by 60% while blade resource maintaining that provide a reduction in fuel consumption by 0.7%.

Key words: high pressure turbine, cooling system.

Епифанов Константин Сергеевич – канд. техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph@ic.kharkov.ua.

Сафи Амин – студент кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 621.57

Р.Н. РАДЧЕНКО, Н.И. РАДЧЕНКО

*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***ЭНЕРГОРЕСУРСΟΣБЕРЕГАЮЩАЯ ВНУТРИЦИКЛОВАЯ ТРИГЕНЕРАЦИЯ
В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ**

Проанализировано целесообразность применения внутрициклового тригенерации в газотурбинных установках (ГТУ) компрессорных станций, когда холод, производимый эжекторной теплоиспользующей холодильной машиной, утилизирующей теплоту уходящих газов ГТУ, используется для предварительного охлаждения циклового воздуха, т.е. в термодинамическом цикле самих ГТУ. Охлаждение воздуха на входе ГТУ обеспечивает сокращение удельного расхода топливного газа. Определены значения снижения температуры воздуха на входе ГТУ и экономия газа для конкретных климатических условий эксплуатации компрессорных станций.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, компрессорная станция, охлаждение воздуха, уходящие газы, теплоиспользующая холодильная машина

**1. Анализ проблемы
и постановка цели исследования**

Газотранспортная система является важнейшей составляющей топливно – энергетического комплекса Украины. Почти 5 % транспортируемого газа сжигается в газотурбинных установках (ГТУ) компрессорных станций (КС). При этом больше половины его теплоты сбрасывается в окружающую среду с уходящими газами. Удаленность КС от населенных пунктов и промышленных объектов ограничивает возможности традиционной утилизации сбросной теплоты на теплофикационные и технологические нужды.

Термодинамическая эффективность ГТУ зависит от температуры наружного воздуха t_n на входе компрессора. Так, с повышением температуры t_n на 10 °С КПД ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря – Машпроект" уменьшается в абсолютных величинах на 0,825...1,025 %. При этом меньшая величина соответствует двигателю ДЖ59 ($\eta_e = 30,7\%$ при $t_n = 15\text{ °C}$), а большая – ДН70 ($\eta_e = 35,9\%$) на рис. 1, а) или 2,7...2,8 % в относительных величинах. Удельный расход топлива ГТУ при этом возрастает на 7...8 г/(кВт·ч), где меньшая величина соответствует ДН70, а большая – ДЖ59 (рис. 1, б), т.е. примерно на 3 %.

Решение проблемы сокращения тепловых потерь при сжигании топливного газа в ГТУ и, соответственно, его расхода при повышенных температурах наружного воздуха возможно путем применения тригенерационных технологий – дополнительным (к механической и тепловой энергии) произ-

водством холода теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту уходящих газов ГТУ.

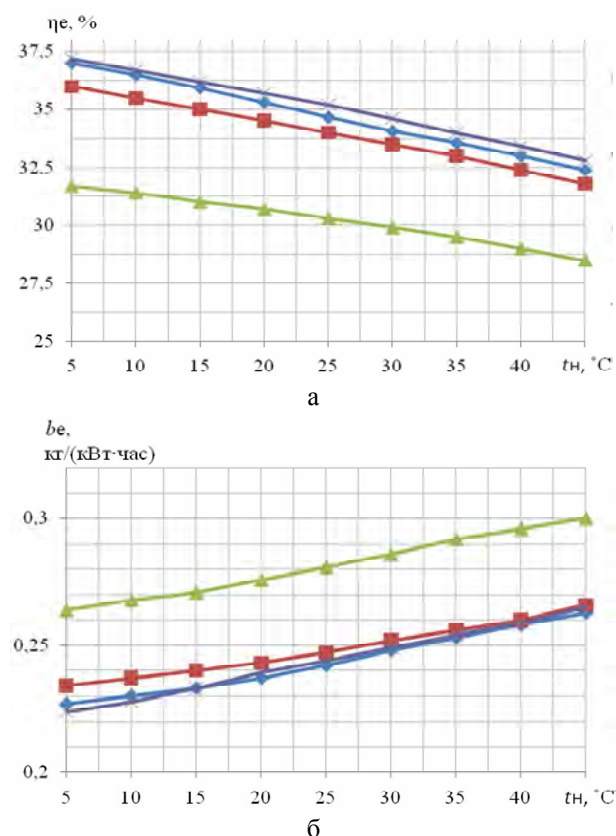


Рис. 1. Изменение КПД η_e (а) и удельного расхода топлива (б) в зависимости от температуры наружного воздуха t_n на входе ГТУ:
 ◆ – ДН70 (UGT10000); ■ – ДГ90 (UGT15000);
 ▲ – ДЖ59 (UGT16000); x – ДН80 (UGT25000)

Полученный холод целесообразно задействовать для охлаждения циклового воздуха на входе ГТУ (внутрицикловая тригенерация) при повышенных t_n .

Цель работы – оценка целесообразности предварительного охлаждения циклового воздуха ГТУ КС в ТХМ с утилизацией теплоты уходящих газов.

2. Изложение результатов исследования

Рассмотрены конструктивно наиболее простые и надежные в эксплуатации эжекторные ТХМ (ЭТХМ) [1 – 3].

Схема ЭТХМ для охлаждения воздуха перед компрессором ГТУ приведена на рис. 2.

Использование в ЭТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокую утилизацию теплоты уходящих газов и охлаждение наружного воздуха до низких температур без поддержания вакуума в испарителях НРТ – воздухоохладителях (И – ВО). Как НРТ можно применять озонобезопасные хладоны R142B и R600 (н – бутан).

ЭТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И – ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И – ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Различие в климатических условиях эксплуатации обуславливает разные потребности в охлажде –

нии воздуха на входе ГТУ и получаемый за счет этого эффект в виде сокращения потребления топливного газа ГТУ КС.

На рис. 3 и 4 приведены данные метеоцентра по температуре t_n и относительной влажности ϕ наружного воздуха для КС в с. Тарутино Одесской обл., июль 2009 г. (замеры проводились через каждые 3 часа).

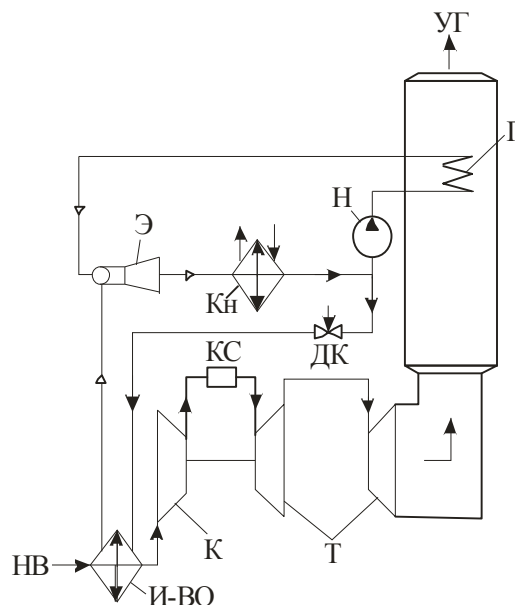


Рис. 2. Схема ЭТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе компрессора ГТУ: К – компрессор;

КС – камера сгорания; Т – турбина;

И – ВО – испаритель – воздухоохладитель;

Г – генератор пара НРТ; Э – эжектор;

Кн – конденсатор НРТ; Н – насос;

ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух;

УГ – уходящие газы

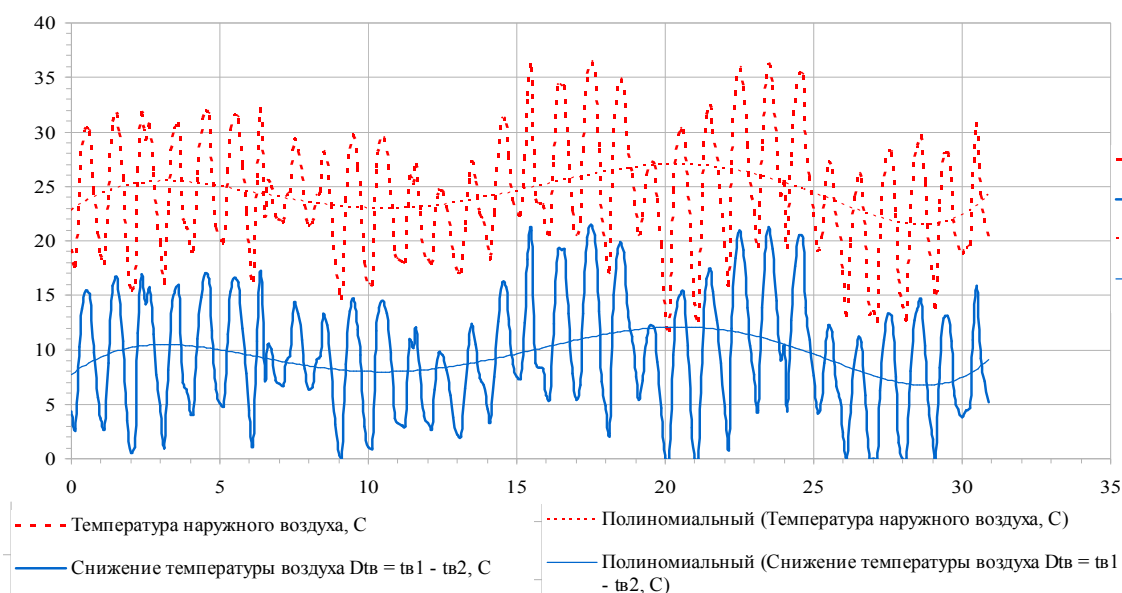


Рис. 3. Изменение температуры t_n наружного воздуха в течение июля 2009 г. и снижение температуры воздуха Δt_b на входе ГТУ от текущей t_n до температуры $t_{b2} = 15$ °C: --- t_n ; — Δt_b

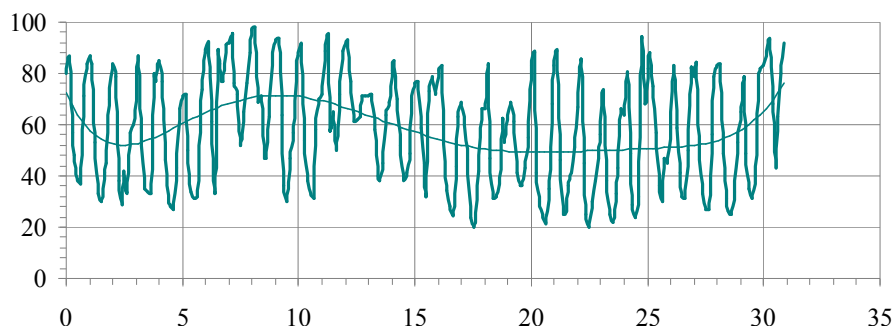


Рис. 4. Изменение относительной влажности ϕ , %, наружного воздуха в течение июля 2009 г.

Как видно, в течение суток имеют место существенные колебания t_n и ϕ наружного воздуха, причем максимумам t_n соответствуют минимумы ϕ . Процессы охлаждения влажного воздуха сопровождаются конденсацией водяных паров, что требует дополнительных (по сравнению с охлаждением сухого воздуха) затрат холодопроизводительности. В то же время наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов t_n и ϕ создает благоприятные условия для большего снижения температуры воздуха на входе ГТУ днем (благодаря меньшей ϕ), когда имеет место значительное ухудшение топливной эффективности ГТУ из-за повышенных t_n .

В ночное же время, когда больше ϕ , потребность в охлаждении воздуха на входе ГТУ меньше, т.к. t_n ниже.

На рис. 3 приведены также значения снижения температуры воздуха Δt_b на входе ГТУ от текущей температуры наружного воздуха t_n до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$. Как видно, снижение температуры воздуха Δt_n в охладителе ЭТХМ (при температуре кипения НРТ в И – ВО $t_0 = 5^\circ\text{C}$) в течение июля составляет $\Delta t_b = 10...20^\circ\text{C}$ (10°C – среднесуточное значение; 20°C – в самые жаркие часы, 15^{00} часов, и дни месяца).

Используя зависимости на рис. 1, б, определено уменьшение удельного расхода топливного газа Δb_e , г/(кВт·ч), и его часового расхода ΔG_t , кг/ч, по суткам за счет снижения температуры воздуха на входе на величину Δt_b , приведенное на рис. 5 для ГТУ ДН70 (10 МВт) за июль 2009 г. для КС в с. Тарутино Одесской обл.

Экономия топливного газа ΔG_t , т, одной ГТУ ДН70 (10 МВт) в 4–10 – м месяцах 2009 г. (по нарастающей по суткам) за счет охлаждения воздуха на входе для КС в с. Тарутино показана на рис. 6.

Данные по экономии топливного газа ΔG_t , тыс. м^3 , одной ГТУ ДН70 за 2009 г. (по нарастающей по месяцам) за счет охлаждения воздуха на входе для разных КС и в денежном исчислении (при

цене 300 \$ за 1000 м^3 топливного газа) приведены на рис. 7.

Как видно, экономия топливного газа ΔG_t за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ мощностью 10 МВт для разных КС колеблется от 40 тыс. м^3 до 83 тыс. м^3 (меньшие величины соответствуют климатическим условиям западных регионов с пониженной температурой, с. Голятин Закарпатской обл., большие – восточным и южным регионам с более высокой температурой).

При цене 300 \$ за 1000 м^3 топливного газа получают годовую экономию 12000...25000 \$ на одной ГТУ мощностью 10 МВт.

С учетом того, что в среднем суммарная мощность ГТУ, установленных на одной КС, примерно 50 МВт, годовая экономия для одной КС составит 60000...125000 \$.

Выводы

Экономия топливного газа ΔG_t за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ мощностью 10 МВт для разных КС колеблется от 40 тыс. м^3 (климатические условия западных регионов с пониженной температурой, с. Голятин Закарпатской обл.) до 83 тыс. м^3 (восточные и южные регионы с более высокой наружной температурой).

При цене 300 \$ за 1000 м^3 топливного газа годовая экономия на одной КС с суммарной мощностью установленных ГТУ около 50 МВт составит 60000...125000 \$.

Литература

1. Билека Б.Д. Теплоиспользующие установки кондиционирования воздуха на низкокипящих рабочих телах для газоперекачивающих станций / Б.Д. Билека, В.Н. Клименко, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // *Авіаційно – космічна техніка і технологія. Сер. Двигуни та енергоустановки.* – Х.: ХАІ. – 2003. – Вип. 40. – С. 41–46.

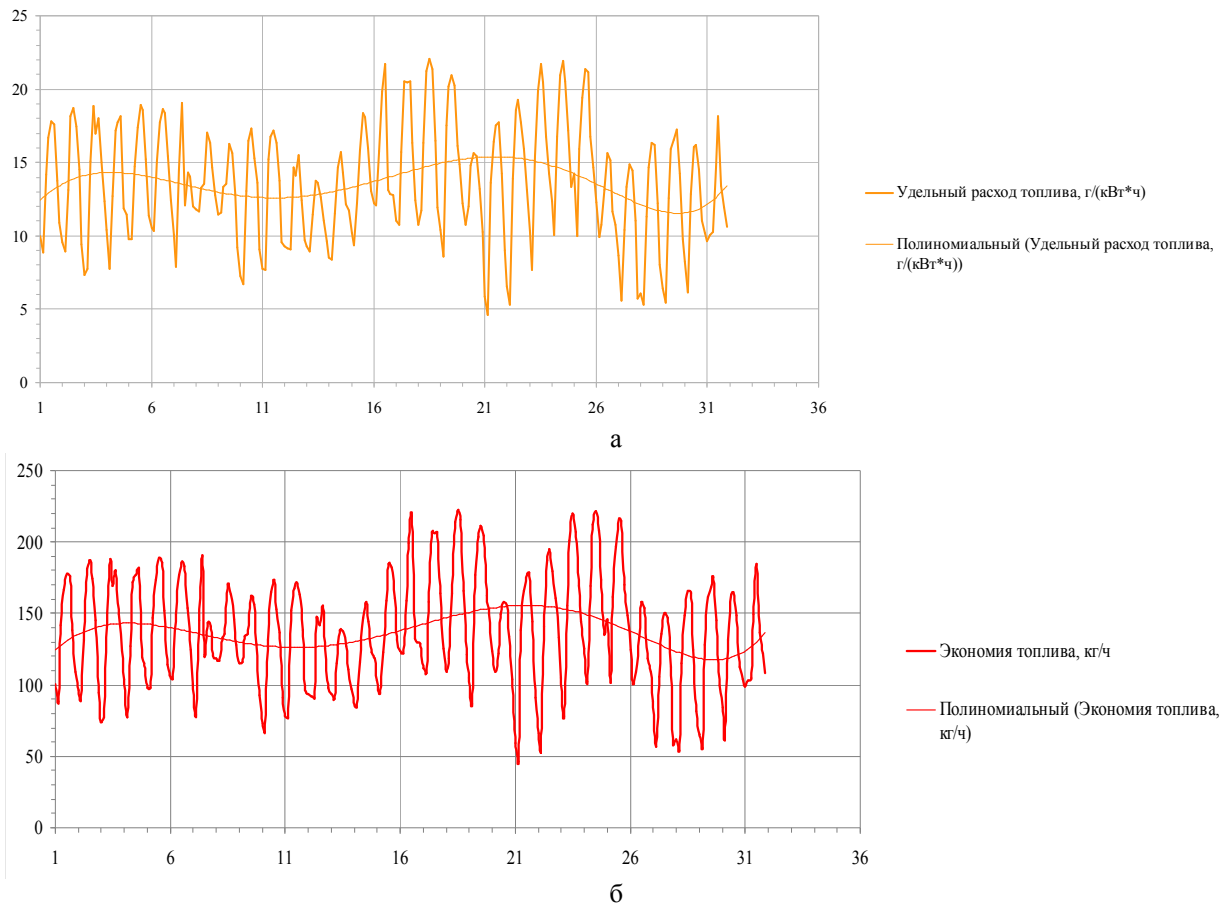


Рис. 5. Изменение экономии удельного расхода топливного газа Δb_c , г/(кВт·ч), (а) и часового расхода топливного газа ΔG_T , кг/ч, (б) за счет снижения температуры воздуха на входе на величину Δt_v (рис. 3) для ГТУ ДН70 (10 МВт) по суткам в течение июля 2009 г. (31 сутки) для КС в с. Тарутино Одесской обл.

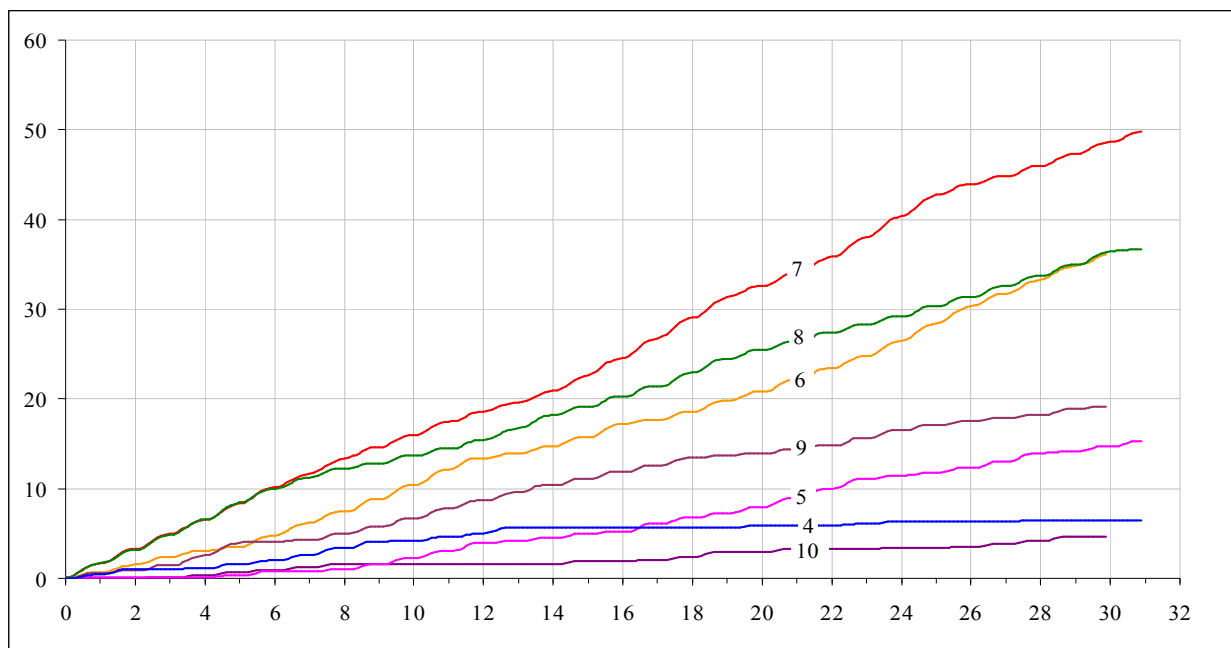


Рис. 6. Экономия топливного газа ΔG_T , т, одной ГТУ ДН70 (мощность 10 МВт) в 4–10 – м месяцах 2009 г. (по нарастающей по суткам) за счет охлаждения воздуха на входе для КС в с. Тарутино

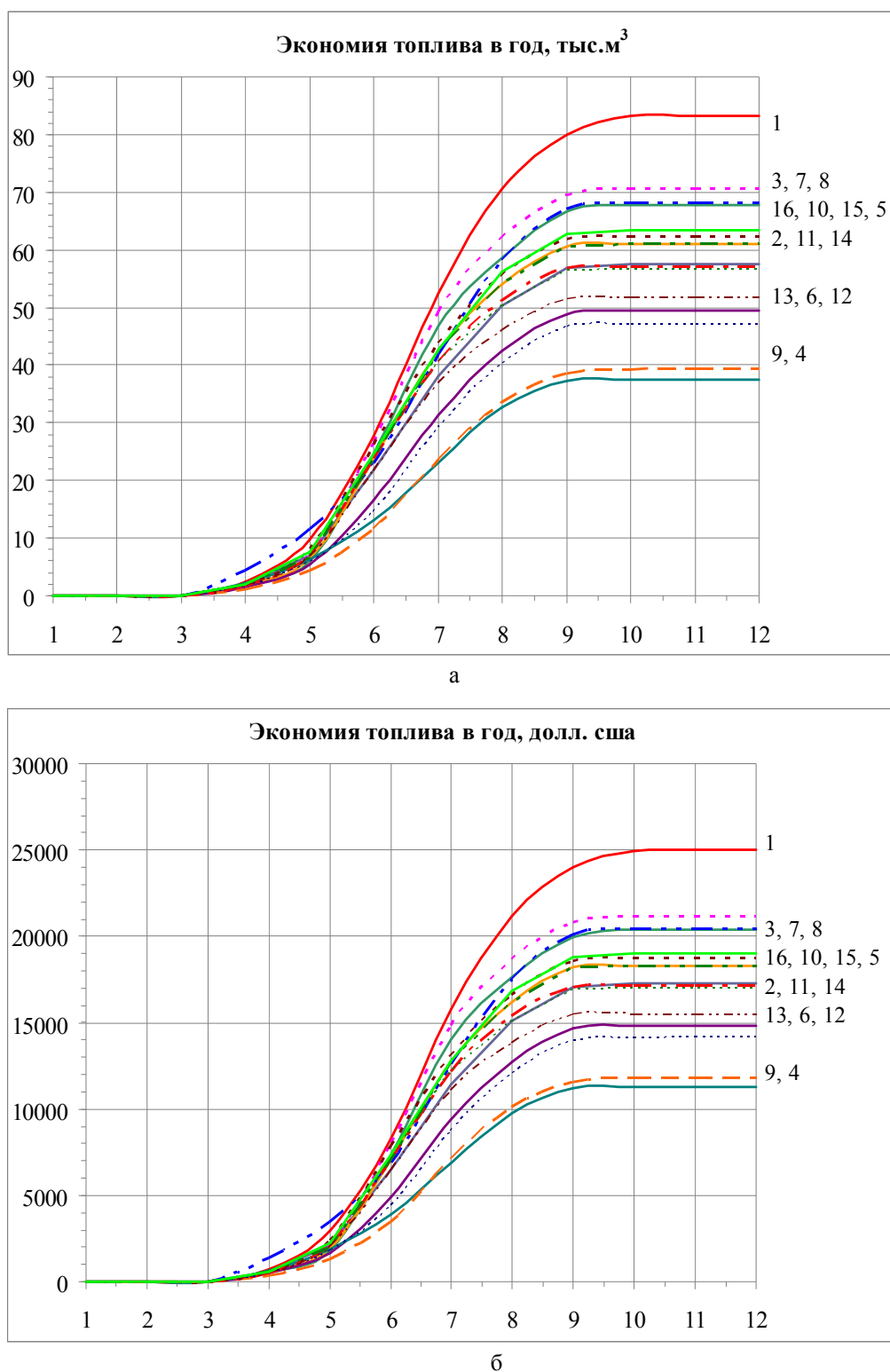


Рис. 7. Экономия газа ΔG_T , тыс. м³, (а) и стоимости газа C_T , \$, (б) на одной ГТУ ДН70 (10 МВт) за 2009 г. за счет охлаждения воздуха на входе для разных КС:

- 1 – Тарутино, Одес. обл.; 2 – Ставище, Киев. обл.; 3 – Купянск, Харьков. обл.;
 4 – Новопсков, Луган. обл.; 5 – Решетиловка, Полтав. обл.; 6 – Бар, Винниц. обл.;
 7 – Ужгород, Закарпат. обл.; 8 – Голятин, Закарпат. обл.; 9 – Долина, Ивано-Франк. обл.;
 10 – Софиевка, Черкас. обл.; 11 – Гребинка, Полтав. обл.; 12 – Гусятин, Терноп. обл.;
 13 – Ромны, Сум. обл.; 14 – Зеньков, Полтав. обл.;
 15 – Диканька, Полтав. обл.; 16 – Кировоград

2. Radchenko A. Complex recovering of gas turbine waste heat for cooling of turbine cyclic air by ejector refrigeration system / A. Radchenko, N. Radchenko // *Proceedings of the ICHMT Int. Symposium "Heat Transfer in Gas Turbine Systems"*, Antalya, Turkey, 9–14 August, 2009. – 4 p.

3. Радченко А.Н. Испарительное охлаждение воздуха в компрессорах ГТД с предварительным осушением теплоиспользующей холодильной машиной / А.Н. Радченко, А. Стахель, Н.И. Радченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 8 (75). – С. 29–32.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Украина.

ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧА ВНУТРІШНЬОЦИКЛОВА ТРИГЕНЕРАЦІЯ В ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВКАХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

Р.М. Радченко, М.І. Радченко

Проаналізовано доцільність застосування внутрішньоциклової тригенерації в газотурбінних установках (ГТУ) компресорних станцій, коли холод, одержаний в ежекторній тепловикористовуючій холодильній машині, що утилізує теплоту відхідних газів ГТУ, застосовується для попереднього охолодження циклового повітря, тобто в термодинамічному циклі самих ГТУ. Охолодження повітря на вході ГТУ забезпечує скорочення питомої витрати паливного газу. Визначені значення зниження температури повітря на вході ГТУ та економія газу для конкретних кліматичних умов експлуатації компресорних станцій.

Ключові слова: газотурбінний двигун, компресорна станція, охолодження повітря, відхідні гази, тепловикористовуюча холодильна машина.

ENERGY – RESOURCES SAVING INNER CYCLIC TRIGENERATIVE TECHNOLOGY IN GAS TURBINE UNITS AT COMPRESSION STATIONS

R.N. Radchenko, N.I. Radchenko

The expediency of application of inner cyclic trigeneration in gas turbine units (GTU) at the compression stations when a cold produced by the waste heat recovery cooling machine utilizing the heat of exhaust gases of GTU is used to precool the cyclic air, i.e. in thermodynamic cycle of the GTU, has been analyzed. Cooling of the air at the inlet of GTU provides a reduction in fuel gas specific consumption. The values of temperature drop at the inlet of GTU and fuel gas saving for climate conditions of the performance of compression stations are evaluated.

Keywords: gas turbine unit, compression station, heat utilization, cooling of air, steam condensation, waste heat recovery cooling machine, diesel engine.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотрудник Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, e-mail: andrad69@mail.ru.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ЭЖЕКЦИОННАЯ СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА И ЗОНАЛЬНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ СУДОВОГО МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ

Предложены эффективные эжекционные системы воздушного охлаждения электрогенераторов и локальной вентиляции судового машинного отделения в зонах расположения дизель-генераторов с повышенной интенсивностью тепловыделения. Циркуляция воздуха в эжекционных системах осуществляется за счет энергии выпускных газов приводного дизеля. При этом исключаются энергетические затраты на циркуляцию вентиляционного воздуха. Эжекционные системы могут применяться для вентиляции электрогенератора воздухом из машинного отделения и с его охлаждением теплоиспользующей холодильной машины. Приведены напорно-циркуляционные характеристики эжекционных устройств и схемные решения эжекционных систем.

Ключевые слова: вентиляция, эжекция, электрогенератор, дизель-генератор, утилизация, выпускные газы, напор.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Выход из строя обмоток электрогенераторов (ЭГ) судовых дизель-генераторов (ДГ) из-за перегрева является в большинстве случаев основной причиной их отказов при плавании в теплое время и тропических широтах [3, 5]. Чтобы избежать этого, применяют в большинстве случаев охлаждение обмоток наружным воздухом (вентиляцию).

Энергетические затраты на циркуляцию вентиляционного воздуха через ЭГ составляют 2...3 % производимой электроэнергии [1]. Они особенно значительны при высоких температурах наружного воздуха и, соответственно, в машинном отделении (МО), а значит и на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) приводного дизеля, когда из-за возрастания работы сжатия и уменьшения подачи воздуха в цилиндры, а также увеличения потерь теплоты с уходящими газами снижается топливная эффективность приводного дизеля (возрастает удельный расход топлива b_e). Так, с повышением температуры воздуха на входе ТК дизелей на 10 °С удельный расход топлива дизелей b_e увеличивается на 0,5...0,7 % [4, 6]. Столь существенная зависимость эффективности эксплуатации ЭГ и ДГ в целом от температуры воздуха на входе остро ставит проблему сокращения затрат на циркуляцию воздуха через ЭГ и обеспечение надежной вентиляции МО с поддержанием температуры воздуха в нем на приемлемом уровне.

Основными источниками тепловыделений в МО являются главный двигатель (чаще всего малооборотный дизель – МОД) и ДГ, причем последние

по удельным, приходящимся на единицу объема, тепловым потокам значительно превосходят таковые от МОД, что требует интенсивного отвода теплоты из зон расположения ДГ, т.е. повышенного воздухообмена в этих зонах. Поэтому интенсивная зональная вентиляция МО – одно из перспективных направлений решения проблемы.

Цель работы – разработка эффективной, с минимальными энергетическими затратами на циркуляцию, системы воздушного охлаждения ЭГ и зональной вентиляции судового МО.

Изложение результатов исследования

Традиционно системы воздушного охлаждения ЭГ и воздухообеспечения (соответственно и газовыххлопа) приводного дизеля функционируют независимо друг от друга (рис. 1). При этом имеют место интенсивные тепловыделения от приводного дизеля и ЭГ, включая и с нагретым вентиляционным воздухом, отводимым от ЭГ непосредственно в МО. Наряду с тепловыделениями от главного двигателя это приводит к тому, что при плавании судна в южных широтах и в летнее время температура воздуха в МО даже при условии нормальной его вентиляции примерно на 10 °С выше наружной [6].

В свою очередь, из-за высокой температуры воздуха в МО требуются большие его расходы на вентиляцию ЭГ, которые обычно составляют 30...50 % расхода воздуха через приводной дизель. В современных дизелях применяется свободный турбонаддув, при котором наддувочный компрессор приводится от турбины, использующей энергию уходящих газов дизеля. Турбина турбокомпрессора (ТК) на рис. 1 не показана.

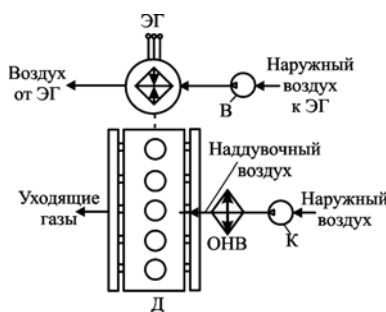


Рис. 1. Схема традиционных систем воздушного охлаждения ЭГ и подачи воздуха в приводной дизель: Д – приводной дизель; К – наддувочный компрессор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; В – вентилятор

Поскольку при высоких температурах воздуха на входе наддувочного ТК приводного дизеля (воздуха в МО) возрастает температура t_{yt} уходящих газов после турбины ТК, то представляется целесообразным использовать энергию уходящих газов для циркуляции воздуха через ЭГ и локальной вентиляции МО (в зоне ДГ) с помощью струйного аппарата – эжектора. Эжекционная система воздушного охлаждения ЭГ и локальной вентиляции МО (в зоне расположения ДГ) представлена на рис. 2.

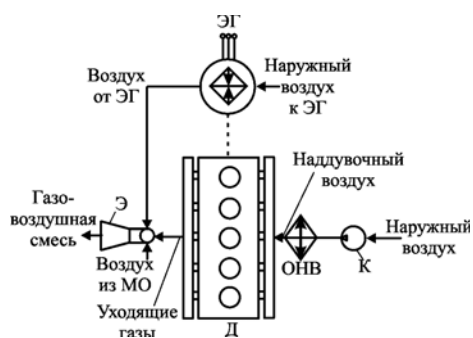


Рис. 2. Схема эжекционной системы воздушного охлаждения ЭГ и локальной вентиляции МО в зоне ДГ: Д – приводной дизель; Э – эжектор; К – наддувочный компрессор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной

В рабочее сопло эжектора подают уходящие газы после ТК, например, для среднеоборотного дизеля (СОД) с температурой $t_{yt} = 350...400$ °С и избыточным давлением (рабочим) $P_p = 2000...3000$ Па. В результате расширения газов в сопле их скорость и, следовательно, кинетическая энергия на выходе из сопла резко увеличиваются. Энергия газов используется для всасывания (эжектирования) вентиляционного воздуха из ЭГ и прилегающей зоны расположения ДГ с интенсивным тепловыделением.

При смешении рабочего газового потока и эжектируемого (нерабочего) воздушного потока в результате выравнивания их скоростей давление газовоздушной смеси возрастает сначала в камере смешения и окончательно – в диффузоре эжектора. Суммарный

напор газовоздушной смеси ΔP_c , создаваемый эжектором, расходуется на преодоление аэродинамического сопротивления отводящего газовоздушного тракта.

Эжектирующая способность эжектора характеризуется коэффициентом эжекции U , представляющим собой отношение расходов эжектируемого (нерабочего) воздушного потока после ЭГ и силового (рабочего) потока уходящих газов приводного дизеля: $U = G_n / G_p$. На рис. 3 представлены зависимости коэффициента эжекции U от создаваемого эжектором напора (избыточного давления) ΔP_c газовоздушной смеси при разной рабочей разности давлений газов ΔP_p , срабатываемой в сопле, и температурах уходящих газов СОД $t_{yt} = 350$ °С.

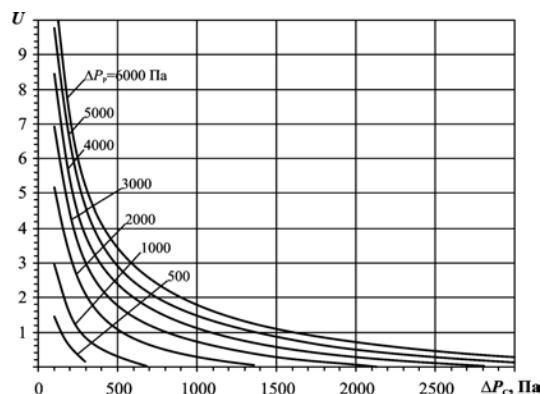


Рис. 3. Коэффициенты эжекции U в зависимости от создаваемого эжектором напора ΔP_c газовоздушной смеси при разной рабочей разности давлений ΔP_p и температуре уходящих газов дизеля $t_{yt} = 350$ °С

Как видно, при рабочей разности давлений газов ΔP_p , срабатываемой в сопле эжектора, т. е. располагаемом избыточном давлении уходящих газов после ТК приводного дизеля, $\Delta P_p = 3000$ Па, эжектор в состоянии создавать избыточное давление газовоздушной смеси $\Delta P_c = 1000$ Па, достаточное для преодоления аэродинамического сопротивления выпускного газовоздушного тракта, обеспечивая при этом коэффициент эжекции $U = 0,8$ и соответствующий расход эжектируемого (нерабочего) воздушного потока $G_n = U G_p = 0,8 G_p$.

При расходах вентиляционного воздуха ЭГ 30...50 % от расхода уходящих газов приводного дизеля, т. е. $G_n = (0,3...0,5) G_p$ и соответственно требуемых для вентиляции ЭГ коэффициентах эжекции $U_{ЭГ} = 0,3...0,5$, создаваемых эжектором коэффициентов эжекции достаточно ($U = 0,8 > U_{ЭГ}$), чтобы обеспечить вентиляцию ЭГ и прилегающих зон МО. При этом исключаются энергетические затраты на циркуляцию вентиляционного воздуха ЭГ, составляющие 2...3 % электрической мощности ДГ [1], и зон наиболее интенсивного тепловыделения.

Для обеспечения отвода теплоты от нескольких источников тепловыделения эжекционная система может включать несколько эжекторов.

Ухудшение топливной эффективности приводного дизеля с повышением температуры воздуха на входе ТК (увеличение удельного расхода топлива b_e) и возрастание потерь теплоты с уходящими газами делает целесообразным охлаждение воздуха на входе ТК дизеля в теплоиспользующей холодильной машине (ТХМ) за счет утилизации теплоты газов [2]. В этом случае возможна комбинация эжекционной системы вентиляции ЭГ и МО с такой ТХМ.

Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются ТХМ эжекторного типа (ТЭХМ), в которых функцию компрессора выполняет эжектор [2]. Применение в ТЭХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ), например хладонов, позволяет охлаждать воздух до низких температур, 15 °С и ниже, причем без необходимости поддержания вакуума в испарителе НРТ – охладителе воздуха.

Схема комбинированной эжекционной системы вентиляции и ТЭХМ, утилизирующей теплоту уходящих газов приводного дизеля для охлаждения воздуха на входе ТК дизеля и ЭГ приведена на рис. 3, а. С целью упрощения на рис. 3, а опущен контур пароводяного утилизационного котла, к паровой магистрали которого подключают генератор парообразного хладона, а генератор условно показан на линии уходящих газов. ТЭХМ включает паросиловой и холодильный контуры. Паросиловой контур служит для получения паров хладона высокого давления, потенциальная энергия которых используется в эжекторе для повышения давления паров хладона, образующихся в результате кипения хладона при низком давлении в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) холодильного контура. Суммарный паровой поток подается эжектором в конденсатор. Сконденсировавшийся

хладон делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется за счет теплоты выпускных газов приводного дизеля, а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направляется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от вентиляционного воздуха на входе ЭГ и воздуха на входе наддувочного компрессора дизеля. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в его камере смешения и диффузоре).

Использование теплоты уходящих газов в ТЭХМ приводит к снижению температуры газов на входе в газозвушной эжектор от 350 до 150 °С и некоторому ухудшению его напорно-циркуляционной характеристики $U = f(\Delta P_c)$.

Напорно-циркуляционная характеристика газозвушного эжектора в виде зависимости коэффициента эжекции U от напора эжектора ΔP_c при разной рабочей разности давлений газов ΔP_p в сопле и температуре уходящих газов дизеля после отвода от них теплоты в генераторе ТЭХМ $t_{yt} = 150$ °С представлена на рис. 4, б.

Из рис. 4, а видно, что при температуре уходящих газов на входе в рабочее сопло эжектора $t_{yt} = 150$ °С кривые напорно-циркуляционной характеристики эжектора $U = f(\Delta P_c)$ снижаются более резко (по сравнению с $t_{yt} = 350$ °С на рис. 3). В результате при срабатываемой в сопле разности давлений газов $\Delta P_p = 3000$ Па и напоре (избыточном давлении газозвушной смеси) $\Delta P_c = 1000$ Па коэффициенты эжекции несколько ниже: $U = 0,6 \dots 0,7$.

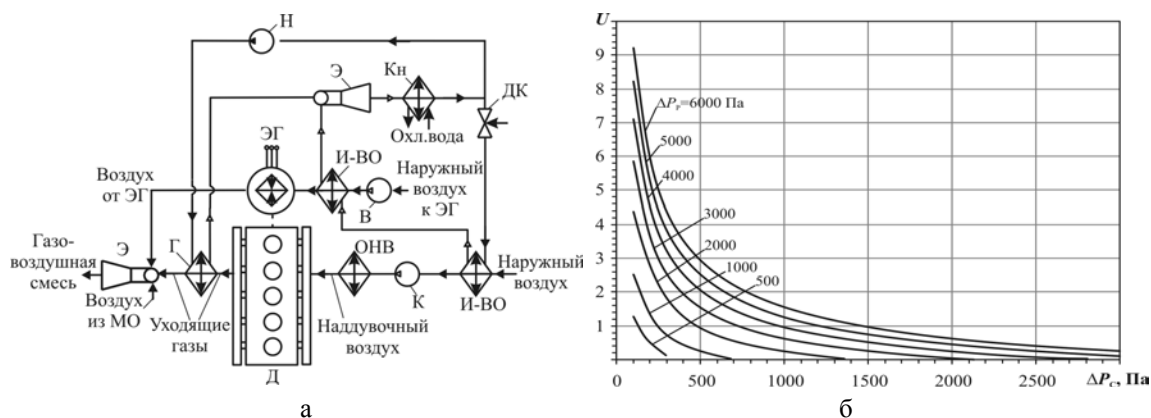


Рис. 4. Схема комбинированной эжекционной системы вентиляции ЭГ и соответствующей зоны МО с охлаждением воздуха на входе ЭГ и приводного дизеля в ТЭХМ: эжекционной системы охлаждения вентиляционного воздуха ЭГ и воздуха на входе приводного дизеля с помощью ТЭХМ (а) и напорно-циркуляционная характеристика газозвушного эжектора в виде зависимости коэффициента эжекции U от создаваемого напора ΔP_c при разной рабочей разности давлений ΔP_p в сопле и температуре уходящих газов после ТЭХМ $t_{yt} = 150$ °С: ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – наддувочный компрессор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Г – генератор ТЭХМ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос хладона; ДК – дроссельный клапан

Однако следует учитывать, что при этом на вход в ЭГ подается не воздух из МО с температурой 40...45 °С (тропические условия плавания), как в системах вентиляции на рис. 1 и 2, а воздух, охлажденный в ТЭХМ примерно до 15...20 °С, которого требуется соответственно в 2...3 раза меньше, а значит и меньше требуемые U .

Такая многоцелевая комбинированная эжекционная система обеспечивает комплексное охлаждение воздуха на входе ТК и ЭГ и зональную вентиляцию МО. При необходимости в зонах источников интенсивного тепловыделения могут быть размещены воздухоохладители И-ВО, что обеспечит не только вентиляцию, но и охлаждение воздуха в них. Поскольку такие системы состоят в основном из теплообменников, то их применение не вызовет снижения надежности эксплуатации судовой энергетической установки.

Выводы

Предложены эффективные эжекционные системы воздушного охлаждения электрогенераторов и локальной вентиляции судового машинного отделения в зонах расположения дизель-генераторов с повышенной интенсивностью тепловыделения, использующие для циркуляции воздуха энергию выпускных газов приводного дизеля. Получены напорно-циркуляционные характеристики систем.

Литература

1. Борисенко А.И. *Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах* / А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
2. Радченко А.Н. *Анализ эффективности комплексного охлаждения воздуха дизель-генераторов теплоиспользующими установками* / А.Н. Радченко // *Зб. наук. праць НУК*. – 2009. – Вип. 1 (424). – С. 130–136.
3. *Справочник по электрическим машинам: В 2 т.* / Под общ. ред. И.П. Копылова и Б.К. Клокова. Т. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 456 с.
4. Суворов П.С. *Управление режимами работы главных судовых двигателей* / П.С. Суворов. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.
5. Сюбаев М.А. *Анализ аварий и неисправностей в судовых электроустановках* / М.А. Сюбаев, А.Б. Хайкин, Е.А. Шеинцев. – Л.: Судостроение, 1975. – 176 с.
6. *Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation*. – Copenhagen, Denmark: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 15 p.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

Поступила в редакцию 12.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская национальная морская академия, Одесса, Украина.

ЕЖЕКЦІЙНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА ТА ЗОНАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ СУДОВОГО МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ

А.М. Радченко

Запропоновані ефективні ежекційні системи повітряного охолодження електрогенераторів і локальної вентиляції судового машинного відділення в зонах розташування дизель-генераторів із підвищеною інтенсивністю тепловиділення. Циркуляція повітря в ежекційних системах здійснюється за рахунок енергії відхідних газів приводного дизеля. При цьому вилучаються енергетичні витрати на циркуляцію вентиляційного повітря. Ежекційні системи можуть застосовуватись для вентиляції електрогенератора повітрям із машинного відділення та з його охолодженням тепловикористовуючою холодильною машиною. Наведені напірно-циркуляційні характеристики ежекційних пристроїв і схемні рішення ежекційних систем.

Ключові слова: вентиляція, ежекція, електрогенератор, дизель-генератор, утилізація, відхідні гази, напір.

EJECTIVE SYSTEM FOR AIR COOLING OF ALTERNATOR AND ZONAL VENTILATION OF SHIP ENGINE ROOM

A.N. Radchenko

The efficient ejective systems for air cooling of alternators and local ventilation of ship engine room in the zones of diesel-generator displacement with increased intensity of heat emission. The circulation of air in ejective systems is performed by using the energy of exhaust gases of driving diesel engine. With this the circulation of ventilation air is performed without of energy consumption. Ejective systems can be applied for ventilation of alternator with air from the ship engine room and air cooled by waste heat recovery cooling machine. The pressure-circulation characteristics of ejective devices and schemes of ejective systems are presented.

Key words: ventilation, ejection, alternator, diesel, diesel-generator, utilization, exhaust gases, pressure increase.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотрудник Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 621.436

А.А. ГОГОРЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ОХЛАДИТЕЛЕЙ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА НА ИХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Представлен способ определения влияния термического сопротивления слоев загрязнений поверхности теплообмена охладителя наддувочного воздуха на коэффициент теплопередачи. В эксперименте уточнены физические особенности загрязнителей со стороны воздуха. Экспериментально проверено, что влияние слоя загрязнителя на поверхности теплообмена со стороны воздуха на КПД охладителя наддувочного воздуха будет сравнительно небольшим. Установлено более значительное влияние загрязнения со стороны воды на изменение теплотехнической эффективности охладителя наддувочного воздуха с развитой поверхностью теплообмена и дан анализ причин изменения этого влияния.

Ключевые слова: загрязнение, коэффициент теплопередачи, охладитель наддувочного воздуха, поверхность теплообмена, термическое сопротивление.

Введение

Постановка проблемы. При работе охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) в системах охлаждения дизелей через определенный период эксплуатации отмечается снижение их тепловых КПД при возрастании воздушного и водяного сопротивлений [5]. Причиной указанных изменений являются отложения загрязнений на поверхности теплообмена (ПТ) со стороны воздуха и воды. Обычно влияние загрязнений на теплопередачу оребренной стенки оценивается изменением термического сопротивления условной стенки, состоящей из металла и слоев отложений. При расчетах ОНВ величина термического сопротивления стенки со слоями загрязнений оценивается в различных источниках по-разному, соответственно даются различные рекомендации [1, 2, 6]. Существует мнение, что величина изменения эффективности ОНВ с течением срока эксплуатации в основном зависит от отложений со стороны воздуха. В этих случаях способность ПТ противостоять отложениям со стороны воздуха оценивают по соответствующим изменениям КПД и коэффициента теплопередачи ОНВ. Учет величины термического сопротивления загрязненной стенки, выполняемый при использовании различных подходов и различными способами, не всегда корректен и может приводить к ошибочным результатам, как при проектировании, так и при экспериментальных оценках влияния эксплуатации на эффективность. В этой связи формирование корректного подхода к учету величины термического сопротивления стенки со слоями загрязнений на поверхности теплообмена ОНВ является **актуальным**.

Целью настоящей статьи является повышение точности оценки изменения эффективности ОНВ под влиянием факторов эксплуатации.

Постановка задачи. Согласно сформулированной цели поставлены следующие задачи: изучить изменение эффективности ОНВ под воздействием раздельного влияния загрязнения ПТ со стороны воздуха и со стороны воды; уточнить природу загрязнителя, приводящего к изменению термического сопротивления ПТ со стороны воздуха; сформировать корректный подход к учету термического сопротивления обоих слоев загрязнений на поверхности теплообмена ОНВ.

Основной материал статьи

В соответствии со стандартами ассоциации производителей трубчатых теплообменников (Tubular Exchanger Manufacturers Association, сокращенно ТЕМА), современный подход к определению термического сопротивления стенки ПТ как загрязняемого элемента предполагает раздельный учет этой величины со стороны воды и со стороны воздуха [8]. Приведенная в [8] расчетная формула для определения коэффициента теплопередачи загрязненной поверхности не дана как понятный результат расчета процесса теплопередачи, ее вывод отсутствует, а различный подход к этому вопросу в указанных выше источниках делает подробный анализ предлагаемого подхода весьма желательным. Рассмотрим подробный вывод выражения для коэффициента теплопередачи загрязненной поверхности.

В результате загрязнений ПТ с обеих сторон температуры поверхностей, участвующих в тепло-

обмене, изменяются, а теплообмен происходит под действием разностей температур уже не только на металлических элементах поверхности теплообмена, но и на поверхностях слоев загрязнений. На рис. 1 схематично выделен ряд средних интегральных температур, относимых обычно к средним значениям соответствующих температур для всего теплообменника, усредненных по ходу движения теплоносителей в теплообменнике. В качестве теплоносителей приняты воздух, текущий со стороны оребрения, и вода, проходящая внутри трубок.

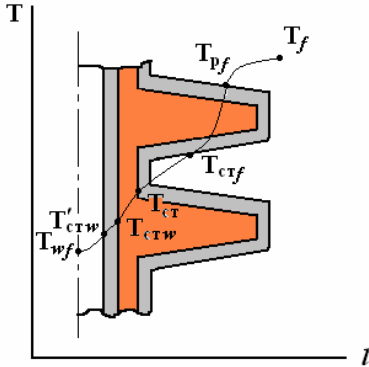


Рис. 1. Средние температуры теплоносителей в различных точках поверхности оребренной трубки со слоями загрязнений

На рис. 1 T_f – средняя интегральная температура воздуха, T_{pf} – такая же температура поверхности ребер, покрытых слоем загрязнений, T_{ctf} – средняя интегральная температура поверхности теплообмена со стороны воздуха, T_{ct} – средняя интегральная температура металлической стенки трубки у корня ребер со стороны воздуха под слоем загрязнений, T_{ctw} – средняя интегральная температура металлической стенки трубки под слоем загрязнений со стороны воды, T'_{ctw} – такая же температура поверхности, покрытой слоем загрязнений со стороны воды, T_{wf} – средняя интегральная температура воды в теплообменнике.

Применительно к представленной ПТ можно составить систему уравнений, характеризующих прохождение теплового потока от воздуха в воду с учетом выпадения влаги на поверхности теплообмена в ходе такого процесса:

$$\xi \alpha_{\pi} F (T_f - T_{ctf}) = \xi Q, \quad (1)$$

где ξ – коэффициент влаговыведения; α_{π} – приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К); F – полная площадь поверхности со стороны оребрения, м²; Q – мощность теплового потока со стороны воздуха по явному теплу (без учета мощности потока тепла от конденсирующейся влаги), Вт;

$$\xi \frac{1}{R_3} F \left(\frac{F_p}{F} E_p \mu \psi + \frac{F_r}{F} \right) (T_{ctf} - T_{ct}) = \xi Q, \quad (2)$$

где R_3 – величина термического сопротивления слоя загрязнений со стороны воздуха, м²·К/Вт;

$\left(\frac{F_p}{F} E_p \mu \psi + \frac{F_r}{F} \right) = E_{\pi}$ – КПД (эффективность) поверхности теплообмена; F_p , F_r – площади поверхности ребер и гладких участков трубки между ребрами, м;

$$\frac{1}{R_{ct}} F_w (T_{ct} - T_{ctw}) = \xi Q, \quad (3)$$

где R_{ct} – термическое сопротивление металлической цилиндрической стенки трубки, м²·К/Вт; F_w – площадь поверхности теплообмена со стороны воды, м²;

$$\frac{1}{R_w} F_w (T_{ctw} - T'_{ctw}) = \xi Q, \quad (4)$$

где R_w – термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны воды, м²·К/Вт;

$$\alpha_w F_w (T'_{ctw} - T_{wf}) = \xi Q, \quad (5)$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи со стороны воды, Вт/(м²·К).

В записанных выражениях толщины загрязнений принимаются сравнительно несущественными по отношению к размерам трубки.

Если в уравнениях (1) – (5) выделить температурные напоры, определяющие движение тепловых потоков на каждом из выделенных участков, получим следующий набор уравнений:

$$T_f - T_{ctf} = \frac{\xi Q}{F \xi \alpha_{\pi}}; \quad (6) \quad T_{ctf} - T_{ct} = \frac{\xi Q}{F R_3 \xi E_{\pi}}; \quad (7)$$

$$T_{ct} - T_{ctw} = \frac{\xi Q}{F_w R_{ct}}; \quad (8) \quad T_{ctw} - T'_{ctw} = \frac{\xi Q}{F_w R_w}; \quad (9)$$

$$T'_{ctw} - T_{wf} = \frac{\xi Q}{F_w \alpha_w}. \quad (10)$$

Если теперь сложить все левые части уравнений (6)–(10), то получим выражение (11)

$$T_f - T_{ctf} + T_{ctf} - T_{ct} + T_{ct} - T_{ctw} + T_{ctw} - T'_{ctw} + T'_{ctw} - T_{wf} = \frac{\xi Q}{F} \left(\frac{1}{\xi \alpha_{\pi}} + R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w + \sigma \frac{1}{\alpha_w} \right), \quad (11)$$

где σ – коэффициент оребрения, равный отношению полной площади поверхности трубки со стороны оребрения F к площади внутренней поверхности трубки F_w .

После приведения подобных в левой части уравнения (11), получим

$$\left(\frac{1}{\xi \alpha_{\pi}} + R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w + \sigma \frac{1}{\alpha_w} \right) \times F (T_f - T_{wf}) = \xi Q, \quad (12)$$

Как известно, уравнение теплопередачи полного тепла, в котором используется коэффициент теплопередачи по полному теплу, имеет вид [7]

$$k_{\pi} F (T_f - T_{wf}) = \xi Q, \quad (13)$$

где k_{π} – приведенный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Из сопоставления (12) и (13) следует, что

$$k_{\pi} = \frac{1}{\xi \alpha_{\pi}} + R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w + \sigma \frac{1}{\alpha_w}. \quad (14)$$

Формула (14), идентична предложенной в [8]. Из нее следует, что коэффициент теплопередачи для современных оребренных ПТ с высокими значениями σ (достигают 10 и более), при равных значениях термических сопротивлений слоев загрязнений со стороны воздуха и воды, сильнее изменяется под действием загрязнений в водяной полости. К подобному мнению приходят и в [3]. Важно отметить, что предельно допустимые значения термических сопротивлений слоев загрязнений со стороны оребрения и со стороны внутренней поверхности водяных каналов по данным [8] для наддувочного воздуха и воды в зарубашечном пространстве через одинаковое время (около 2-х лет эксплуатации) могут достигать примерно равных значений, $1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. Отмеченное обстоятельство в отношении равенства термических сопротивлений обеих загрязнений позволяет корректнее, чем в [3], говорить о более значительном влиянии на теплопередачу загрязнений со стороны воды и в дальнейшем даже численно оценить величину этого влияния.

Данный вывод достаточно необычен для тех, кто в своей практике ориентирован на учет загрязнений с использованием упрощенного подхода [1]. Принято считать, что влияние термического сопротивления загрязнений со стороны воды на изменение эффективности ОНВ за равный период эксплуатации значительно меньшее, чем со стороны воздуха. Действительно, загрязнения со стороны воздуха выглядят впечатляюще (рис. 2). В то же время эксплуатационные загрязнения со стороны воды в теплообменниках тепловозных систем охлаждения также вполне существенны (рис. 3). Если же считать верными приведенные выше рассуждения о величинах термических сопротивлений таких отложений, то правильная оценка их влияния должна проводиться на основании выражения (14). Она же говорит о преимущественном влиянии отложений со стороны воды.

Рассмотрим результаты расчетной и экспериментальной оценки влияния загрязнений с обеих сторон ПТ на теплообмен в опытном образце ОНВ. Расчетная оценка проводилась с использованием выражения (14) и рекомендаций по значениям предельных термических сопротивлений загрязнений по воде и по воздуху, предложенных [8].

Опытный образец ОНВ изготовлен на базе трубчато-пластинчатой поверхности теплообмена, которая выполнена в виде коридорного пучка плоскоовальных труб с групповым оребрением плоскими поперечными пластинами. Пластины оребрения имеют поперечные выштамповки в виде треугольного выступа (рис. 4). Расход воздуха через ОНВ измерялся с помощью сужающего устройства (лемнискаты) и изменялся с равным шагом в диапазоне от 0,1 до 0,5 кг/с в зависимости от режима испытания. Расход воды через экспериментальный ОНВ

поддерживался неизменным и составлял 2,26 кг/с, что с запасом обеспечивало режим ее турбулентного течения. Температура воздуха перед фронтом опытного ОНВ достигала 110...130 °С при абсолютном давлении 150...155 кПа. Температура воды на входе в ОНВ имела температуру 32...36 °С.



Рис. 2. Вид на поверхность теплообмена охладителя наддувочного воздуха магистрального тепловоза (со стороны воздуха)



Рис. 3. Вид трубную доску охладителя масла магистрального тепловоза (со стороны воды)

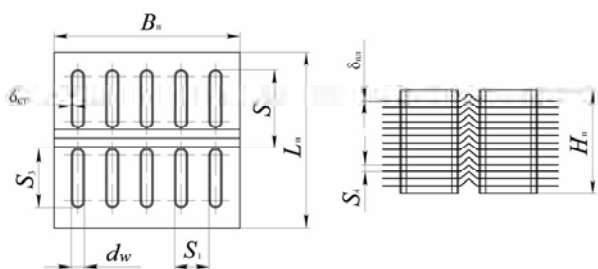


Рис. 4. Поверхность теплообмена опытного ОНВ

Схема экспериментальной установки, приборная база, методика и порядок проведения испытаний подробно описаны в [4].

Пучок ОНВ имел следующие геометрические параметры: высота поперечного сечения трубки $d_w = 3,8 \text{ мм}$, расстояние между трубками в поперечном ряду $S_1 = 10 \text{ мм}$, шаг между поперечными рядами трубок $S_2 = 23 \text{ мм}$, наибольший габарит поперечного сечения трубки $S_3 = 17 \text{ мм}$, шаг между ребрами $S_4 = 2,05 \text{ мм}$, толщина стенки трубки $\delta_{ct} = 0,4 \text{ мм}$, толщина пластины оребрения $\delta_{пл} = 0,1 \text{ мм}$, число трубок в поперечном ряду $Z_1 = 10 \text{ шт.}$, число поперечных

рядов трубок $Z_2 = 8$ шт., высота пучка $H_{\text{п}} = 110$ мм, длина пучка $L_{\text{п}} = 184$ мм, ширина пучка $B_{\text{п}} = 100$ мм, число термодинамических ходов по воде $b_w = 4$, коэффициент оребрения $\sigma = 5,4$.

На рис. 5. показаны кривые изменения КПД охладителя наддувочного воздуха, η , в зависимости от расхода воздуха, G , для различных условий загрязнения ПТ, полученные по результатам расчетного анализа.

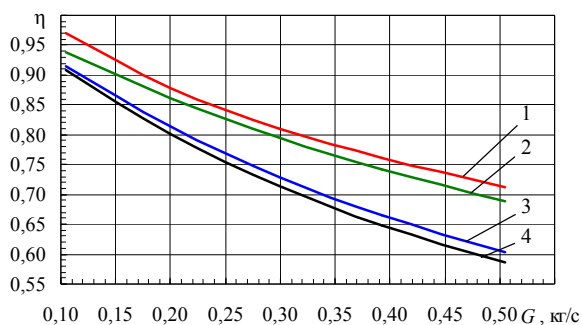


Рис. 5. Расчетные зависимости $\eta = f(G)$ для различных условий загрязнения ОНВ

На рис. 5 кривая 1 дана для технически чистой ПТ. Кривая 2 показывает изменение КПД при предельном (по данным ТЕМА) загрязнении со стороны воздуха. Кривая 3 показывает то же при предельном загрязнении со стороны воды. Кривая 4 показывает изменение КПД при предельном загрязнении ОНВ по обоим теплоносителям. Как видно, влияние загрязнений со стороны воды существенно выше, чем влияние загрязнений со стороны воздуха.

В ходе экспериментальных исследований уточнялась природа загрязнений в воздушной полости ОНВ и оценивалась правильность расчетного способа учета их влияния на работу ОНВ. Для этого ПТ со стороны воздуха перед экспериментами поочередно покрывалась слоями чистого машинного масла, загрязненного масла («отработка» из картера двигателя), промасленная поверхность запывивалась слоем частиц окислов железа размером до 5 мкм (шлам, получаемый в виде осадка при очистке боксита), покрывалась слоем масла с размешанным в нем порошком сажи различной концентрации. Испытания проводились через сутки после нанесения загрязнителей и выполнялись в течение примерно 50 мин. Они показали незначительное влияние всех перечисленных загрязнителей на КПД охладителя наддувочного воздуха. Этот результат свидетельствует о том, что масло в смеси с любыми компонентами, обычными для условий работы двигателя, не является активным загрязнителем, способным существенно снижать его КПД охладителя наддувочного воздуха. Более того, чистое масло даже способствует повышению КПД охладителя наддувочного воздуха, если перед его подачей поверхность была загрязнена минеральными частицами. Очевидно, что

причиной существенного снижения КПД охладителей наддувочного воздуха при загрязнении с воздушной стороны могут быть только продукты полимеризации масла. В ходе эксперимента был подобран имитатор подобного загрязнения — эмаль черная ПФ-115 ГОСТ 6465-76. Однократное покрытие ПТ со стороны воздуха этим загрязнителем привело к достижению термического сопротивления со стороны воздуха, примерно соответствующего стандарту ТЕМА ($1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, значение определялось на основе экспериментальных замеров и обработки результатов испытаний). При этом ухудшение эффективности ОНВ соответствовало расчетному для такого термического сопротивления и проявилось в сравнительно небольшом снижении КПД — примерно на 2,6 % во всем диапазоне расходов воздуха (или повышении температуры за ОНВ на 0,9 К). Двукратное покрытие эмалью привело к достижению термического сопротивления слоя со стороны воздуха, равного $3,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, а КПД охладителя снизился еще на 2,1 %, что также соответствовало расчетам. Таким образом, снижение КПД охладителя наддувочного воздуха не оказалось значительным даже при запредельном (с точки зрения ТЕМА) загрязнении. При этом эффективным загрязнителем проявило себя вещество, прошедшее полимеризацию на поверхности, и близкое по составу к естественным для условий работы на двигателе загрязнителям (сажа плюс продукты полимеризации сложных углеводородов). На рис. 6. показаны кривые изменения КПД охладителя наддувочного воздуха в зависимости от расхода воздуха для различных условий загрязнения ПТ, полученные по результатам эксперимента. Здесь кривая 1 дана для технически чистой ПТ. Кривая 2 показывает изменение КПД при загрязнении ПТ со стороны воздуха машинным маслом. Кривая 3 показывает то же при загрязнении ПТ со стороны воздуха сажей с маслом. Кривая 4 соответствует предельному (по данным ТЕМА) загрязнению со стороны воздуха и получена при загрязнении ПТ равномерным слоем эмали ПФ-115. Кривая 5 показывает изменение КПД при повторном нанесении слоя эмали на ПТ со стороны воздуха.

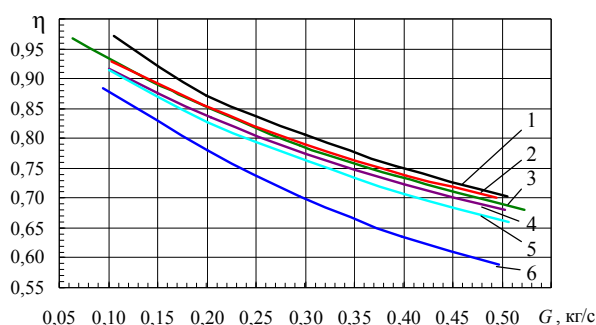


Рис. 6. Экспериментальные зависимости $\eta = f(G)$ для различных условий загрязнения ОНВ и различных загрязнителей

После экспериментов с загрязнениями воздушной стороны было выполнено загрязнение ПТ со стороны воды уже опробованным загрязнителем – эмалью ПФ-115 черного цвета. В результате обработки эксперимента установлено, что значение термического сопротивления со стороны воды при однократном покрытии поверхности такое же, как и со стороны воздуха – $1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Кривая 6 на рис. 6 показывает изменение КПД при предельном (по ТЕМА) загрязнении ОНВ по обоим теплоносителям. Как видно из рисунка, снижение КПД в этом случае весьма значительное и составляет в среднем во всем диапазоне расходов воздуха примерно 13,9% (или повышение температуры воздуха за ОНВ на 4,8 К) по сравнению с технически чистым ОНВ. Как было упомянуто выше, экспериментальная проверка влияния иных различных загрязнителей не обнаружила существенного изменения КПД охладителя наддувочного воздуха во всем диапазоне расходов. Все полученные кривые разместились между кривыми 1 и 3 на рис. 6.

Если влияние различных загрязнителей со стороны воздуха на изменение эффективности ОНВ незначительно, то на изменение воздушного сопротивления пучка под их воздействием следует обратить особое внимание. На рис. 7 представлены экспериментальные зависимости изменения воздушного сопротивления пучка ОНВ ΔP в зависимости от расхода воздуха для различных условиях загрязнения ПТ со стороны оребрения. Здесь кривая 1 дана для технически чистой ПТ. Кривая 2 показывает изменение ΔP при загрязнении ПТ со стороны воздуха машинным маслом (практически полностью совпадает с кривой 1). Кривая 3 показывает то же при загрязнении ПТ со стороны воздуха загрязненным маслом. Кривая 4 получена при загрязнении ПТ равномерным слоем эмали ПФ-115. Кривая 5 показывает изменение ΔP при загрязнении промасленной поверхности слоем частиц окислов железа. Кривая 6 получена при загрязнении ПТ маслом с размешанным в нем порошком сажи концентрацией 8:1.

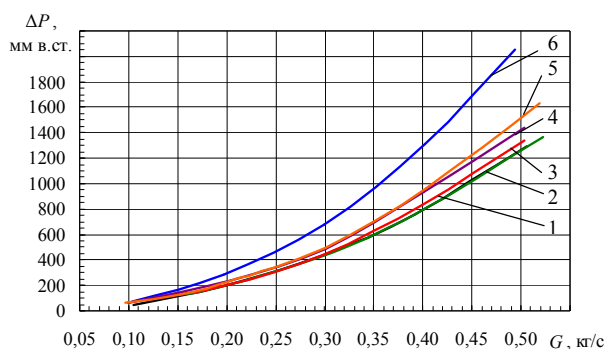


Рис. 7. Экспериментальные зависимости $\Delta P = f(G)$ для различных загрязнителей ПТ со стороны воздуха

Из анализа рис. 7 следует, что загрязнение ПТ маслом без его полимеризации практически не влияет (менее 5%) на изменение воздушного сопротивления ОНВ (кривые 2 и 3). Загрязнитель в виде эмали ПФ-115, который эмитирует полимеризацию загрязнений на ПТ, приводит к росту воздушного сопротивления ОНВ на 14...16% в рабочем диапазоне охладителей по числу Рейнольдса по воздуху. Практически то же самое можно сказать и о частицах окислов железа, поступивших на промасленную поверхность. Загрязнение ПТ маслом с размешанным в нем порошком сажи приводит к росту ΔP на 55...63%. Твердые частицы загрязнителей накапливаются и удерживаются в области первых рядов трубок, и это вызывает рост воздушного сопротивления без существенного снижения КПД.

Таким образом, экспериментом подтверждается более значительное снижение КПД ОНВ под действием загрязнений в водяной полости при равных значениях термических сопротивлений. Использование в расчетных методиках экспериментально установленных значений термических сопротивлений приводит к совпадению с экспериментом. Загрязнения со стороны воздуха в большей мере влияют на изменение воздушного сопротивления ОНВ, чем на изменение его КПД.

Результаты расчетного анализа для ОНВ двигателя 16ЧН 26/26 мощностью 2950 кВт (ОНВ выполнен на базе такой же ПТ, что и экспериментальный образец) показывают, что если его ПТ со стороны воздуха имеет предельное по [8] загрязнение, температура в ресивере двигателя повысится на 0,4 К. Для случая предельного загрязнения со стороны воды температура воздуха в ресивере двигателя повысится на 2,2 К. Для случая, при котором ПТ загрязнена с обеих сторон, температура воздуха в ресивере повысится на 2,6 К. Следует отметить, что влияние загрязнений на эффективность ОНВ с различными конструктивными параметрами и различными условиями применения различно. Это влияние будет выше для ОНВ с низкими скоростями воды в трубках и для ПТ с высоким коэффициентом оребрения.

Выводы

Представлен подробный и полный вывод расчетной формулы для определения коэффициента теплопередачи с отдельным учетом загрязнений на поверхности теплообмена.

Установлено, что масло и основной предполагаемый загрязнитель (копоть, сажа), а также минеральная пыль не оказывают существенного влияния на термическое сопротивление со стороны воздуха, если в масле не прошел процесс полимеризации.

Наполнители масла (сажа, минеральные частицы) оказывают существенное влияние на воздушное сопротивление ОНВ.

Экспериментально проверено, что влияние слоя полимеризовавшегося загрязнителя на ПТ со стороны воздуха на КПД охладителя наддувочного воздуха будет сравнительно небольшим, и даже при достижении пределов по ТЕМА оно не будет критичным.

Влияние отложений в водяной полости значительно большее и при равенстве термических сопротивлений со стороны воздуха и воды может более, чем в пять раз превосходить влияние загрязнений со стороны воздуха даже при низких значениях коэффициента оребрения. Количественное проявление такого влияния возрастает с увеличением коэффициента оребрения и снижением скорости воды в трубах.

Оценка эксплуатационного качества ПТ противостоять загрязнениям со стороны воздуха должна проводиться с учетом влияния загрязнений со стороны воды, отложившихся за время ресурсных испытаний, иначе оценка результатов может быть существенно ошибочной, особенно для ПТ с высоким значением коэффициента оребрения.

Литература

1. Бажан П.И. Расчет и конструирование охладителей дизелей / П.И. Бажан. – М.: Машиностроение, 1981. – 168 с.
2. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
3. Бурков В.В. Автотракторные радиаторы / В.В. Бурков, А.И. Индейкин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
4. Гогоренко А.А. Создание перспективных конструкций охладителей наддувочного воздуха тепловозных двигателей [Электронный ресурс] / А.А. Гогоренко // Вісник НУК. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 1. – Режим доступа: <http://ev.nuos.edu.ua>.
5. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 592 с.
6. Керн Д. Развитие поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
8. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9-th edition, 2007. – 298 с.

Поступила в редакцию 25.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения, Николаев, Украина.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ЗАБРУДНЕННЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ ОХОЛОДЖУВАЧІВ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ НА ЇХ ТЕПЛОТЕХНІЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ

О.А. Гогоренко

Представлений спосіб визначення впливу термічного опору шарів забруднень поверхні теплообміну охолоджувача наддувочного повітря на коефіцієнт теплопередачі. В експерименті уточнені фізичні особливості забруднювачів з боку повітря. Експериментально підтверджено, що вплив шару забруднювача на поверхні теплообміну з боку повітря на ККД охолоджувача наддувочного повітря буде порівняно невеликим. Встановлено більш значний вплив забруднення з боку води на зміну теплотехнічної ефективності охолоджувача наддувочного повітря з розвинутою поверхнею теплообміну і наведений аналіз причин зміни цього впливу.

Ключові слова: забруднення, коефіцієнт теплопередачі, охолоджувач наддувочного повітря, поверхня теплообміну, термічний опір.

ESTIMATION OF IMPACT FOULINGS OF CHARGE AIR COOLER'S HEAT-EXCHANGING SURFACE ON THEIR HEAT ENGINEERING EFFICIENCY

A.A. Gogorenko

The method of determination the impact of thermal resistance foulings layers of charge air cooler's heat-exchanging surface on the heat-transfer coefficient is presented. In the experiment the physical features of foulings from the air are improved. The experimentally tested, that impact of fouling layer on the heat-exchanging surface from the air on efficiency charge air cooler is insignificant. More considerable impact of fouling from the water on the changing of charge air cooler's with the developed heat-exchanging surface heat engineering efficiency is specified and the analysis of this impact changing reasons is given.

Key words: fouling, heat-transfer coefficient, charge air cooler, heat-exchanging surface, thermal resistance.

Гогоренко Алексей Анатольевич – ассистент кафедры ДВС Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: gogorenko@mail.ru.

УДК 629.7.036:539.4

А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ

ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЁЖНОСТИ АВИАЦИОННЫХ ГТД НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНЦЕПЦИИ КОНСТРУКТИВНОГО ПОДОБИЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ

В статье приведено обоснование возможности обеспечения прочностной надёжности авиационных ГТД на основе использования концепции конструктивного подобия основных деталей. Рассмотрены результаты расчётно-экспериментальных исследований, свидетельствующие о том, что сравнение напряжённостей деталей должно производиться в зонах однотипных концентраторов напряжений. Представлен подход, в соответствии с которым моделирование может производиться с заранее неподобными явлениями, если известен вид зависимости искомых величин от определяющих параметров. Показано, что наличие конструктивного подобия позволяет использовать накопленный опыт для создания новых авиадвигателей.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, конструктивное подобие, физическое подобие, прочностная надёжность, градиент напряжений, моделирование.

Введение

Существующая методология обеспечения прочностной надёжности авиационных ГТД позволяет безопасно эксплуатировать авиационные двигатели в составе воздушных судов. Для решаемых задач определения напряжённо-деформированного состояния (НДС) деталей авиационных двигателей существуют критерии эквивалентности НДС. В основу методологии обеспечения (ПН) деталей в настоящее время положена система запасов прочности и долговечности [1], которая включает в себя комплекс расчётных, экспериментальных работ и специальных проверок.

Вместе с тем, существующая методология не вполне соответствует сегодняшним знаниям, опыту и возможностям создателей авиационных ГТД, не позволяет в короткие сроки и с минимальными затратами разрабатывать, доводить и сертифицировать вновь создаваемые авиационные двигатели. В существующей методологии обеспечения ПН недостаточно используется накопленный опыт при создании новых двигателей, например возможность замены экспериментальных работ аналитическими расчётно-экспериментальными исследованиями. Регламентируемым методам установления ресурсов авиационных ГТД присущ ряд недостатков, в связи с чем заслуживает серьёзного внимания идея прямого использования опыта создания, доводки, испытаний и эксплуатации двигателей-аналогов и двигателей-прототипов для обеспечения ПН вновь создаваемых авиадвигателей.

1. Расчётно-экспериментальные исследования

Проведенные расчётно-экспериментальные исследования включали:

- эквивалентно-циклические испытания трёх экземпляров дисков двигателя с высокой степенью двухконтурности, опыт эксплуатации этих дисков;
- анализ циклической долговечности дисков, проведенный по методике установления ресурсов на основании испытаний гладких образцов на малоцикловую усталость;
- исследование градиентов напряжений в местах концентрации напряжений дисков;
- анализ результатов эксплуатации основных деталей двигателя, ресурс которых устанавливался на основании ретроспективного метода установления ресурса.

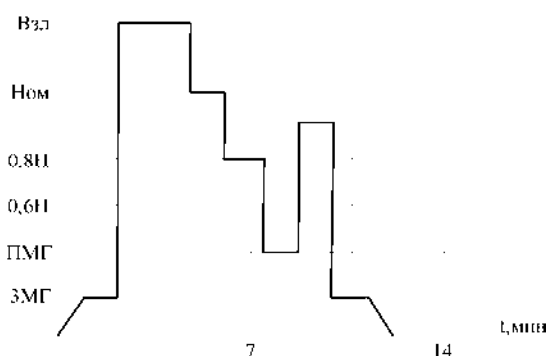


Рис. 1. Профиль испытательного цикла

Эквивалентно-циклические испытания (ЭЦИ) трёх экземпляров дисков компрессора были проведены на испытательном стенде в составе полноразмерного двигателя. Профиль испытательного цикла представлен на рис. 1.

Наработка дисков за испытания составила:

экземпляр №1 > 32956 циклов
экземпляр №2 > 24748 циклов
экземпляр №3 > 24539 циклов,

По результатам испытаний, с учётом коэффициентов соответствия испытательных циклов полётным дискам был установлен циклический ресурс $N_{ц}=9825$ полётных циклов.

Опыт эксплуатации подтверждает установленный циклический ресурс дисков.

Анализ циклической долговечности дисков, проведенный по методике установления ресурсов на основании испытаний гладких образцов на малоцикловую усталость, показывает значительно более консервативные результаты.

По кривой малоциклового усталости (МЦУ) титанового сплава ВТ3-1, построенной по результатам испытаний гладких образцов, для уровня действующих напряжений и температур с учётом трёх среднеквадратичных отклонений (3σ) и при действующем уровне температур получаем допустимый ресурс $N \approx 2000$ полётных циклов.

Отметим, что испытания дисков в составе полноразмерного двигателя проведены при воспроизведении полного спектра статических и динамических нагрузок, при этом воспроизведены действующие напряжения в критических зонах дисков с учётом кинетики напряжённо-деформированного состояния в процессе нагружения от цикла к циклу. Как известно, в зонах концентрации напряжений реальных деталей осуществляется промежуточный вид нагружения (между жёстким и мягким). Этого не наблюдается при испытаниях гладких образцов.

Изменение напряжённо-деформированного состояния (НДС) в зонах концентрации напряжений от одного цикла нагружения к другому (кинетика НДС) является важнейшим показателем, характеризующим прочность и ресурс детали. Как показано в [2] критерием кинетики НДС является степень локализации напряжений. Проведенные расчётно-экспериментальные исследования градиентов напряжений в зонах концентрации напряжений дисков компрессоров авиационных ГТД показали, что степень локализации напряжений в значительной степени определяется градиентами напряжений в зонах концентрации. Следует отметить, что важными показателями закономерностей кинетики НДС в зонах концентрации напряжений являются такие свойства материала как пластичность и ударная вяз-

кость.

В проведенном исследовании рассматривались три вида концентраторов: межпазовый выступ диска, отверстие и галтель в полотно диска [3].

На основании полученного распределения упругопластических напряжений в зонах концентрации представлены градиенты напряжений для различных видов концентраторов (рис. 2 – 4).

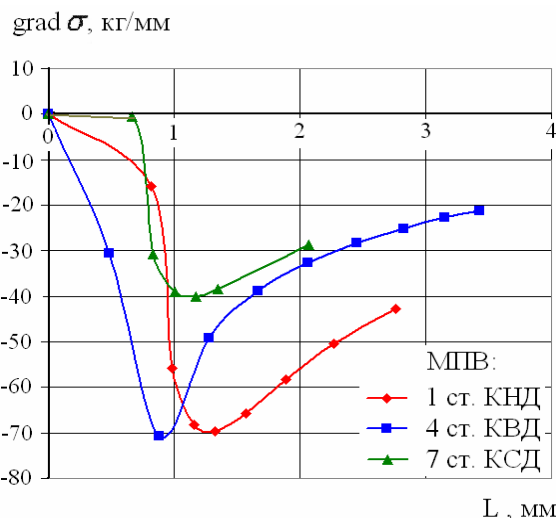


Рис. 2. Градиенты упругопластических напряжений в концентраторе типа «межпазовый выступ диска»

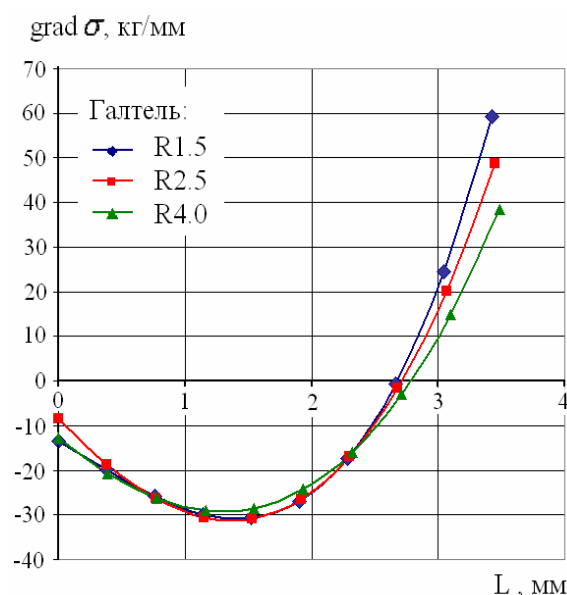


Рис. 3. Градиенты упругопластических напряжений в концентраторе типа «галтель»

Градиенты напряжений в зоне галтели и отверстия получены аналитически, напряжений в межпазовом выступе – численным способом.

При использовании аналитического подхода, исходные функции распределения напряжений, представляющие собой зависимости максимальных упругопластических напряжений вдоль направления их максимального изменения, аппроксимировались

полиномами 4-й степени, а градиенты определялись как частные производные функций напряжений по заданному направлению L .

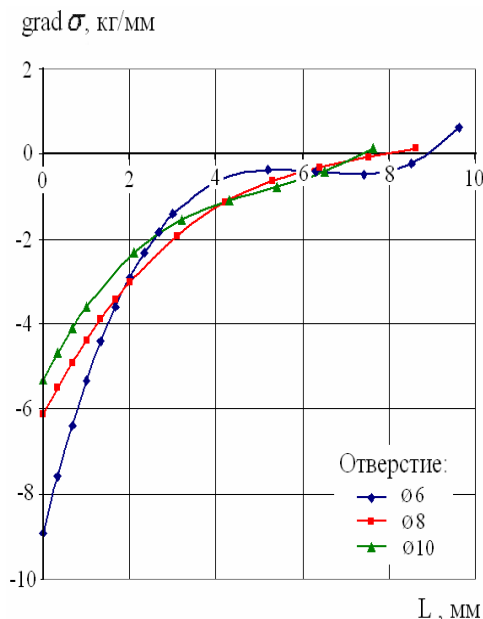


Рис. 4. Градиенты упругопластических напряжений в концентраторе типа «отверстие»

Например, для концентраторов типа «галтель» радиусом 2,5 мм и «отверстие» диаметром 8 мм в дисках авиационного ГТД с большой степенью двухконтурности функции градиентов напряжений описываются зависимостями (1) и (2) соответственно.

$$\text{grad } \sigma = 1,77 \cdot L^3 + 7,43 \cdot L^2 - 30,2L - 8,36; \quad (1)$$

$$\text{grad } \sigma = 0,01L^3 - 0,23L^2 + 1,97L - 6,13. \quad (2)$$

Для каждого вида концентратора характерен свой градиент максимальных напряжений. Градиент напряжений служит показателем локализации напряжений в критической зоне детали. Из всех рассмотренных видов концентраторов наибольшую локализацию напряжений имеет межпазовый выступ диска (рис. 5)

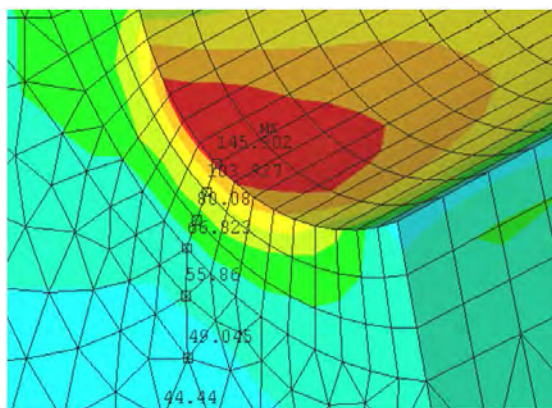


Рис. 5. Распределение напряжений в межпазовом выступе диска авиационного ГТД

При существенной локализации напряжений (большие градиенты) НДС детали с ростом числа циклов практически не изменяется. Учет изменений НДС обязателен при определении циклической долговечности детали. Если в критических зонах двух деталей величины градиентов напряжений одинаковы или достаточно близки, то это в соответствии с результатами [2] означает, что кинетика НДС в критических зонах обеих деталей также одинакова.

Анализ градиентов напряжений в критических зонах деталей и сравнение их с градиентами напряжений в аналогичных зонах деталей, успешно эксплуатируемых в составе серийных двигателей, позволяет обрести один из основных критериев обеспечения прочности и циклической долговечности деталей вновь создаваемых авиационных ГТД.

В 1997 году основным деталям двигателя с высокой степенью двухконтурности были установлены циклические ресурсы на основании опыта доводки, испытаний и эксплуатации двигателя-прототипа (ретроспективный метод установления ресурсов).

Ретроспективный метод (РМ) основан на использовании физического подобия деталей рассматриваемого двигателя и двигателя-прототипа. Для статической задачи термоупругости можно показать достаточность использования шести критериев подобия. [4].

Полного физического подобия добиться не удалось. Отличия в критериях подобия представлены в табл. 1.

Таблица 1

Отличия критериев подобия дисков КВД Д-36 и Д-18Т, %

Критерий подобия	Обод	Ступица
K_1	2,8	8,2
K_2	0,0	0,0
K_3	4,8	8,2
K_4	8,6	8,1
K_5	14,0	16,3
K_6	23,4	20,7

Сегодня наработка лидерных двигателей в эксплуатации составляет свыше 4000 полётных циклов и 19000 часов, что подтверждает правомерность использования РМ.

Проведенный анализ использования РМ установления ресурсов показывает:

- обоснованность подходов к установлению ресурсов авиационных ГТД на основе использования конструктивного и физического подобия деталей;
- полного физического подобия между деталями нового двигателя и двигателя-прототипа нет.

Имеется отличие практически по всем критериям подобия. По критерию K_6 отличия составляют 23,4% и 20,7% по ободу и ступице соответственно;

– понятие конструктивного подобия применялось лишь для обоснования возможности рассмотрения физического подобия деталей.

2. Анализ полученных результатов

Из вышеизложенного следует, что установление циклических ресурсов деталям на основании ЭЦИ является расчётно-экспериментальным методом. После проведения испытаний на двигателе (или установке) производится вычисление коэффициентов соответствия по длительной прочности и МЦУ. Подробности вычислений можно увидеть в [5]. Необходимо вычислять НДС деталей для параметров испытательного цикла и обобщённого полётного цикла. Следовательно, точность установление ресурсов деталей на основании ЭЦИ в существенной мере зависит от точности расчётного определения НДС детали. В самом деле, по выполненным испытательным циклам число устанавливаемых полётных циклов равно:

$$N_{\text{п.д.}} = \frac{24539}{2} \approx 12270 \text{ (пол. цикл)}. \quad (3)$$

С учётом коэффициентов соответствия $N_6 = 9825$ пол. цикл. Отличие составляет $\approx 25\%$ по отношению к установленному циклическому ресурсу.

При установлении ресурсов модифицированной детали достаточно определить коэффициент соответствия по отношению к детали-прототипу. Для этого не надо определять физическое подобие двух деталей, а достаточно ограничиться конструктивным подобием.

Как видим из анализа применения РМ (физическое подобие) для установления циклических ресурсов деталей двигателя, практически все параметры подобия имеют отличия, а у критерия K_6 отличие достигает более 20%.

Практика использования физического подобия показывает, что для сохранения возможности использования теории подобия необходимо в каждом случае принимать ряд допущений. Практически все авторы отмечают необходимость введения допущений при выборе моделей, приближённость критериев подобия, частичного подобия, невозможность прямого моделирования при трёх и более определяющих критериях [6].

В [7] предложен подход, в соответствии с которым, моделирование можно производить, используя опыты с заранее неподобными явлениями (критерии подобия на модели и на натуре имеют различные значения), когда известен вид зависимости искомых

величин от определяющих параметров. При этом, при пересчёте искомой величины с модели на натуру используются аналитические зависимости.

Таким образом, для деталей, обладающих конструктивным подобием, возможно установление циклической долговечности на основании ранее проведенных ЭЦИ на однотипных деталях, изготовленных из подобных или одних и тех же материалов и заготовок, по однотипной технологии.

Проведенное исследование градиентов напряжений в местах концентрации (критических зонах) даёт рекомендации по сравнению напряжённости конструктивно подобных деталей: сравнивать напряжённость деталей надо в однотипных зонах концентрации, где распределение градиентов напряжений носит подобный характер.

Заключение

Представленные в настоящей статье результаты расчётно-экспериментальных исследований показывают возможность на основе концепции конструктивного подобия использовать накопленный опыт создания, доводки и эксплуатации авиадвигателей для обеспечения прочностной надёжности вновь создаваемых авиационных ГТД

Литература

1. Ресурсное проектирование авиационных ГТД / [Б.Ф. Балашов, И.А. Биргер, Н.Г. Бычков и др.]; под ред. И.А. Биргера. – М.: ЦИАМ, 1990. – 208 с. – (Руководство для конструкторов, вып. 1. – Труды ЦИАМ № 1253).
2. Ларионов В.В. Кинетика напряженного состояния и разрушение в зонах концентрации при циклическом упрочнении / В.В. Ларионов // Сопротивление деформированию и разрушению при малом числе циклов нагружения. – М.: Наука, 1967. – 172 с.
3. Анализ градиентов упругопластических напряжений в критических зонах деталей авиационных ГТД / А.В. Шереметьев, А.В. Петров, Т.И. Прибора // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 2. – С. 46-49.
4. Муравченко Ф.М. Использование конструктивного и физического подобия для установления ресурсов двигателя / Ф.М. Муравченко, А.В. Шереметьев, Д.Ф. Симбирский // Авиационно-космическая техника и технология: сб. научн. тр. – Х.: Гос. аэрокосмич. ун-т, 2001. – Вып. 23. – С. 113-115.
5. Муравченко Ф.М. К выбору испытательного цикла при эквивалентно-циклических испытаниях АГТД / Ф.М. Муравченко, В.И. Колесников, А.В. Шереметьев // Авиационно-космическая техника и технология: сб. научн. тр. – Х.: Гос. аэрокосмич. ун-т, 1999. – Вып. 11. – С.48-53.

6. Кутателадзе С.С. Анализ подобия и физические модели / С.С. Кутателадзе. – Н-ск: Наука, 1986. – 296 с.

7. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1981. – 448 с.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. зав. каф. С.В. Елифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТНОЇ НАДІЙНОСТІ АВІАЦІЙНИХ ГТД НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ КОНЦЕПЦІЇ КОНСТРУКТИВНОЇ ПОДІБНОСТІ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

О.В. Шереметьєв

В статті наведено обґрунтування можливості забезпечення міцнісної надійності авіаційних ГТД на основі використання концепції конструктивної подібності головних деталей. Розглянуто результати розрахунково-експериментальних досліджень, які свідчать про те, що порівняння напруженості деталей повинно робитися в зонах однотипних концентраторів напружень. Наведено підхід за узгодженості з яким моделювання може робитися з заздалегідь неподібними явищами, якщо відомий вигляд залежності розшукуємих величин від визначаючих параметрів. Наведено, що наявність конструктивної подібності дозволяє використати накопичений досвід для створення нових авіадвигунів.

Ключові слова: газотурбінний двигун, конструктивна подібність, фізична подібність, міцнісна надійність, градієнт напруг, моделювання.

BASING OF PROVIDING POSSIBILITY OF AVIATION GTE STRENGTH RELIABILITY AT THE BASE OF USING OF CONSTRUCTIVE SIMILARITY OF THE MAIN PARTS

O. V. Sheremetyev

In the article there was done the basing of providing possibility of aviation GTE strength reliability at the base of using of constructive similarity of the main parts. There were considered calculating-experimental investigation results which testify that tensile comparison should be done at the same type zones of the stress concentration. There was exposed the method of approach with the accordance of which modeling can be done with the before hand un-similarity phenomenon, if it is known the type of dependence of the unknown quantity from the determinant parameters. It was shown, that the presence of constructive similarity allowed to use accumulate experience for the new aeroengine creation.

Key words: gasturbine engine, constructive similarity, physical similarity, strength reliability, gradient of stress, modeling.

Шереметьєв Александр Викторович – канд. техн. наук, начальник отдела прочности ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail 03530@ivchenko-progress.com.

УДК 629.7.036:539.4

Н.А. ШИМАНОВСКАЯ¹, Д.Ф. СИМБИРСКИЙ¹, И.Л. ГЛИКСОН², С.И. ШАНЬКИН²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*² *ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА АВИАЦИОННЫХ ГТД

Предложен упрощенный метод мониторинга выработки ресурсов основных деталей авиационных двигателей, предназначенный для учета выработки ресурса, в случае временной неработоспособности автоматизированного программного комплекса. Метод основан на использовании известного простейшего счетчика наработки и позволяет частично учесть влияние условий эксплуатации двигателя, в частности температуры на входе в двигатель, на количество выработанных типовых эксплуатационных циклов. На примере ряда основных деталей двигателя АИ-450-МС показано, что предложенный упрощенный метод мониторинга позволяет снизить уровень погрешностей известного простейшего счетчика наработки до двух раз.

Ключевые слова: ресурс, мониторинг, повреждаемость, счетчик ресурса.

Введение

В настоящее время для обеспечения безопасности полетов и необходимого уровня надежности при эксплуатации ГТД по техническому состоянию используют автоматизированные системы диагностирования. В состав ряда развитых из них входят подсистемы мониторинга (текущего подсчета) выработки назначенных ресурсов (МВР) набора контролируемых деталей. Современные средства МВР авиационных ГТД представляют собой цифровые системы расчетного определения выработанных ресурсов основных деталей исходя из уровня их эквивалентной повреждаемости по результатам регистрации параметров двигателя и внешних условий.

Наиболее совершенными являются системы МВР, основанные на экспериментально-расчетном методе косвенных измерений выработанного и остаточного ресурсов деталей двигателя по информации от штатных средств регистрации его параметров. При этом алгоритмы МВР представляют собой системы информационно связанных математических моделей, структурированных по типам влияющих на выработку ресурса процессов, и преобразующих измерительную информацию в оценки температурного и напряжено-деформированного состояния основных деталей и, далее, в величины их повреждения за полетный цикл и в ресурсные показатели [1]. Алгоритмы МВР, чаще всего, реализуют в виде цифрового программного комплекса (ПК), исходной информацией для которого служат регистрируемые системой диагностики параметры двигателя. Такой ПК для двигателя АИ-450-МС был разработан, реа-

лизован и ныне находится на стадии испытаний и внедрения в эксплуатацию [2].

Однако, в эксплуатационных условиях полетная информация, регистрируемая бортовым накопителем, по каким-либо причинам может оказаться временно недоступной вследствие временной неработоспособности программно-аппаратных средств, обеспечивающих ее считывание и обработку. Так, при отсутствии данных от хотя бы одного из необходимых параметров двигателя (например, из-за отказа датчика) ПК МВР становится временно неработоспособным.

Более упрощенными, но обладающими большой погрешностью определения выработанных ресурсов, являются счетчики наработки.

Счетчики наработки длительное время активно использовались при эксплуатации авиационных ГТД до появления описанных выше автоматизированных систем МВР по эквивалентной повреждаемости. В некоторых из них расчеты выработки ресурсов автоматизированы и выполняются с помощью ЭВМ, в большинстве упрощенных счетчиков наработки – с использованием простейших вычислительных средств («в ручную»).

Для большинства современных двигателей, в случае отказа упомянутого автоматизированного ПК предполагается использовать простейший счетчик наработки, который осуществляет учет выработанного ресурса по результатам контроля количества запусков и общего времени работы двигателя.

Таким образом, одним из несложных представляется описанный выше простейший счетчик наработки, который на основании информации о том,

что выполнен очередной полетный цикл, независимо от фактических полетных условий и особенностей нагружения деталей принимает, что ресурс выработан в количестве, соответствующем одному типовому эксплуатационному циклу (ТЭЦ). Однако такой подход может оказаться недопустимо неточным. Поэтому представляется целесообразным выделить факторы, оказывающие наибольшее влияние на погрешность МВР, и учесть их в описанном простейшем счетчике наработки повышенной точности.

Очевидно, что основные погрешности простейших счетчиков наработки вызываются следующими факторами.

1. Неучетом условий внешней среды на входе в двигатель.

2. Неучетом реального теплового и напряженного состояния контролируемых деталей за полетный цикл, что существенно отражается на результатах расчета их наработки.

Так как указанные факторы учитываются при расчетах в ПК МВР, то для сравнительных оценок возникающих погрешностей нами были выполнены соответствующие расчеты с помощью ПК «Ресурс-АИ450МС» [2] применительно к принятому ТЭЦ двигателя. Оказалось, что основная часть погрешностей простейшего счетчика наработки вызывается неучетом условий полета, прежде всего атмосферных, влияющих на процессы в проточной части двигателя, а через них на тепловое и напряженное состояние деталей.

Поэтому из-за важности и простоты реализации учета в простейшем счетчике наработки, в качестве основного объекта исследований была выбрана температура воздушного потока на входе в двигатель.

1. Результаты исследований

Приведем основные результаты оценки зависимости результатов расчета выработки ресурсов деталей по критерию МЦУ от температуры $T_{вх}$ воздуха на входе в двигатель и соответствующей погрешности простейшего счетчика наработки. Будем исходить из того, что основная доля выработки ресурса приходится на максимальный режим. Выработку ресурса (повреждаемость) на максимальном режиме при температуре на входе в двигатель $T_{вх}$ будем относить к выработке ресурса (повреждаемости) на таком же режиме при стандартной температуре $T_{ст}$. Это дает возможность характеризовать зависимость относительной выработки ресурса от температуры на входе безразмерным коэффициентом $\eta(T_{ст})$:

$$\eta(T_{вх}) = \frac{P_{\max}(T_{вх})}{P_{\max}(T_{ст})}, \quad (1)$$

где $P_{\max}(T_{вх})$ и $P_{\max}(T_{ст})$ – повреждение на макси-

мальном режиме при температуре воздуха $T_{вх}$ на входе в двигатель и при стандартной температуре воздуха $T_{ст}$ соответственно.

Повреждение от малоциклового усталости будем оценивать с помощью формулы Мэнсона [3]:

$$\Delta \varepsilon = \left[\ln \frac{1}{1 - \psi(t)} \right]^{0,6} N_p^{-0,6} + \frac{3,5(\sigma_B(t) - \sigma_m)}{E(t)} N_p^{-0,12}, \quad (2)$$

где $\Delta \varepsilon$ – размах полной деформации; N_p – количество циклов до разрушения; $\sigma_B(t)$ и $E(t)$ – предел прочности и модуль упругости при температуре детали t ; $\psi(t)$ – степень уменьшения поперечного сечения образца материала при разрыве; σ_m – среднее напряжение за цикл.

Пренебрегая асимметрией цикла, а также первым слагаемым, что допустимо при числе циклов до разрушения больше 10^3 [4], получим:

$$P_{\max}(T_{вх}) = \frac{1}{N_p(T_{вх})} = \left(\frac{\sigma_{\max}(T_{вх})}{3,5\sigma_B(t(T_{вх}))} \right)^{8,33}, \quad (3)$$

где $N_p(T_{вх})$ – числа циклов до разрушения в зависимости от $T_{вх}$; $\sigma_B(t)$ – предела прочности в зависимости от $T_{вх}$; $\sigma_{\max}(T_{вх})$ – напряжения на максимальном режиме от температуры на входе; $t(T_{вх})$ – температуры детали в зависимости от $T_{вх}$.

Вышеприведенное позволяет оценивать зависимость относительной выработки циклического ресурса (1) от $T_{вх}$ по формуле:

$$\eta(T_{вх}) = \frac{P_{\max}(T_{вх})}{P_{\max}(T_{ст})} = k_{\sigma_{\max}}^{8,33} \cdot k_{\sigma_B}^{-8,33}, \quad (4)$$

где $k_{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{\max}(T_{вх})}{\sigma_{\max}(T_{ст})}$ – коэффициент изменения

нагрузки детали; $k_{\sigma_B} = \frac{\sigma_B(t(T_{вх}))}{\sigma_B(t(T_{ст}))}$ – коэффициент изменения прочности материала.

Таким образом, для определения зависимости $\eta(T_{вх})$ с целью использования в качестве поправочного коэффициента для простейшего счетчика наработки повышенной точности необходимо воспользоваться результатами указанных расчетов с помощью автоматизированного ПК «Ресурс-АИ450МС» [2].

Так, на рис. 1 приведено изменение относительной выработки циклического ресурса $\eta(T_{вх})$ для некоторых основных деталей двигателя АИ-450-МС в интервале температуры $T_{вх} = -60 \dots +45^\circ\text{C}$, которое получено по результатам расчетов с помощью ПК «Ресурс-АИ450МС».

Результаты расчетов показывают на рост реальной выработки циклического ресурса на 20...90% при возрастании $T_{вх}$ до 45°C , которое не будет обнаружено простейшим счетчиком наработки. То же относится к уменьшению реальной выработки на 10...70% при уменьшении $T_{вх}$ до -60°C .

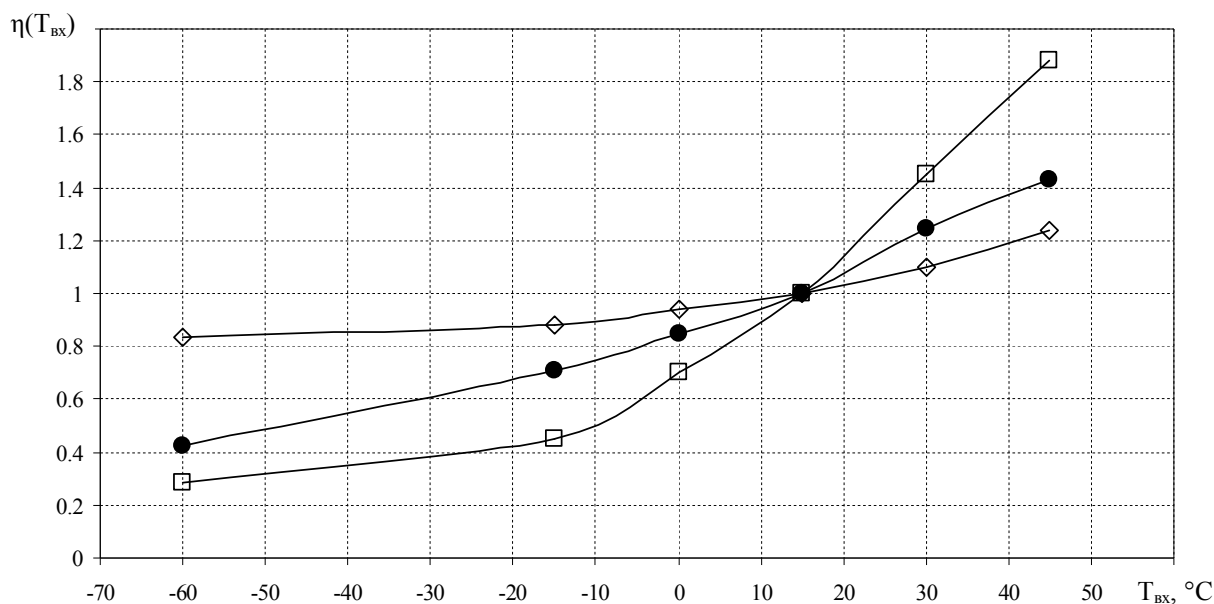


Рис. 1. Относительная выработка ресурса деталей ТВаД в зависимости от температуры на входе в двигатель:
◇ – диск СК; □ – диск ЦБК; ● – диск ТК

Результаты проведенных расчетов могут быть использованы для оценки относительной погрешности $\delta(T_{вх})$ простейшего счетчика циклической наработки, зависящей от $T_{вх}$ и определяемой с помощью зависимости

$$\delta(T_{вх}) = \frac{N_p(T_{вх}) - N_p(T_{ст})}{N_p(T_{ст})} = \frac{N_p(T_{вх})}{N_p(T_{ст})} - 1 = \eta(T_{вх}) - 1. \quad (5)$$

В соответствии с (5) при учете данных рис. 1 величина погрешности $\delta(T_{вх})$ при неучитываемом простейшим счетчиком наработки изменении $T_{вх}$ от -60 до $+45^\circ\text{C}$ может изменяться в пределах от 45 до 85%. То есть можно признать, что влияние $T_{вх}$ на показания простейшего счетчика наработки основных деталей недопустимо велико.

Таким образом, при разработке простейшего счетчика наработки невозможно учесть все факторы, влияющие на точность МВР. Однако учет в них температуры на входе в двигатель позволит существенно уменьшить погрешность определения выработанных ресурсов, например, для основных деталей двигателя АИ-450-МС – до 2-х раз.

2. Простейший счетчик наработки повышенной точности

С целью повышения точности простейшего счетчика наработки нами предлагается корректировать полученное значение количества ТЭЦ путем умножения коэффициента $\eta(T_{вх})$, зависящий от температуры $T_{вх}$ на входе в двигатель.

В предлагаемом простейшем счетчике наработки повышенной точности применяется следующий алгоритм:

1. Определить количество ТЭЦ с помощью информации, зарегистрированной блоком управления и контроля двигателя.

2. Определить среднюю температуру на входе в двигатель. Для этого:

При запуске на земле принять $T_{вх}$, равную среднему значению температур перед запуском и после останова двигателя; при отсутствии одной из указанных температур принять значение равное существующей.

При запуске в полете принять $T_{вх}$, равную среднему значению температур перед запуском и после останова двигателя; при отсутствии измерений температуру на входе в двигатель рассчитать по формуле

$$T_{вх} = \left(288,15 - 6,5 \cdot \frac{H(m)}{10^3} \right) - 273,15, [^\circ\text{C}], \quad (6)$$

где $H(m)$ – высота полета самолета в метрах.

3. По графикам, подобным представленным на рис. 1, определить коэффициент коррекции $\eta(T_{вх})$ количества ТЭЦ для каждой основной детали.

4. Рассчитать количество выработанных ТЭЦ $[N_{выр}(T_{вх})]$ для каждой основной детали двигателя по формуле

$$N_{выр}(T_{вх}) = N \cdot \eta(T_{вх}), \quad (7)$$

где N – количество циклов, зарегистрированных простейшим счетчиком наработки двигателя.

Выводы

Таким образом, предложен упрощенный счетчик наработки основных деталей авиационного двигателя повышенной точности, предназначенный для учета выработки ресурса в случае временной неработоспособности автоматизированного ПК МВР.

Предложенный счетчик наработки позволяет частично учесть влияние условий эксплуатации двигателя, в частности температуры на входе в двигатель, на количество выработанных типовых эксплуатационных циклов.

На примере основных деталей двигателя АИ-450-МС показано, что упомянутый учет температуры на входе позволит снизить уровень погрешностей используемого простейшего счетчика наработки до двух раз, однако в целом оставляет их на весьма существенном уровне.

Необходимо также отметить, что предложенный счетчик наработки позволяет лишь приблизительно определять количество выработанных циклов, существенно уступая в точности автоматизированным системам МВР по эквивалентной повреждаемости.

Литература

1. Олейник А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей: дис. ... докт. техн. наук: 05.07.05; защита 17.11.06; утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. – Х., 2006. – 241 с.

2. Шимановская Н.А. Программный комплекс для мониторинга выработки ресурса основных деталей вспомогательного двигателя АИ-450-МС / Н.А. Шимановская, Д.Ф. Симбирский, И.Л. Гликсон, С.И. Шанькин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 9 (76). – С. 120-124.

3. Мэнсон С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость / С. Мэнсон. – М.: Машиностроение, 1974. – 334 с.

4. Ресурсное проектирование авиационных ГТД: [руководство для конструкторов]. – М.: ЦИАМ, 1990. – 208 с.

Поступила в редакцию 10.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

СПРОЩЕНИЙ МЕТОД МОНІТОРИНГУ ВИРОБІТКУ РЕСУРСУ АВІАЦІЙНИХ ГТД

Н.А. Шимановська, Д.Ф. Симбірський, І.Л. Гліксон, С.І. Шанькін

Запропоновано спрощений метод моніторингу виробітку ресурсів основних деталей авіаційних двигунів, призначений для врахування виробітку ресурсу у випадку тимчасової непрацездатності автоматизованого програмного комплексу. Метод засновано на використанні відомого найпростішого лічильника наробітку і дозволяє частково врахувати вплив умов експлуатації двигуна, зокрема температури на вході в двигун, на кількість відпрацьованих типових експлуатаційних циклів. На прикладі ряду основних деталей двигуна АИ-450-МС показано, що запропонований спрощений метод моніторингу дозволяють знизити рівень похибок відомого найпростішого лічильника до двох разів.

Ключові слова: ресурс, моніторинг, пошкоджуваність, лічильник ресурсу.

SIMPLIFIED METHOD FOR AIRCRAFT GTE LIFETIME MONITORING

N.A. Shimanovskaya, D.F. Simbirskiy, I.L. Glikson, S.I. Shan'kin

A simplified method of lifetime monitoring of aircraft engines key components suggested, designed to account for lifetime in case of temporary disability automated software system. The method is based on use of well-known simple work off counter and allows partially taking into account the influence of engine operating conditions, particularly the temperature at the inlet to the engine, on the number of worked off standard operating cycles. By the example of AI-450-MS major engine parts showed that the proposed simplified method of monitoring makes it possible to reduce the errors level of well-known simple work off counter up to two times.

Key words: lifetime, monitoring, damaging, resource counter.

Шимановская Наталья Анатольевна – канд. техн. наук, научный сотрудник кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Симбирский Дмитрий Федорович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Гликсон Игорь Леонидович – начальник отдела прочности ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

Шанькин Сергей Иванович – главный конструктор ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

УДК 539.3

Ю.С. ВОРОБЬЕВ, М.А. ЧУГАЙ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

ОСОБЕННОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ЛОПАТКАХ С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

В работе проведен анализ колебаний монокристаллической лопатки с повреждениями. Расчеты проводились на основе трехмерных моделей методом конечных элементов с использованием специальных конечных элементов, которые отражают особенности напряженно-деформированного состояния в окрестности вершины трещины. При численном анализе учитывалось, что пространственная ориентация трещин в монокристаллических лопатках зависит от расположения кристаллографических осей. Исследовано влияние кристаллографической ориентации на собственные частоты, формы колебаний и распределение интенсивностей напряжений.

Ключевые слова: рабочая лопатка, монокристаллический материал, повреждения, метод конечных элементов, формы колебаний, локализация напряжений.

Введение

Монокристаллические лопатки турбин современных ГТД работают в условиях высоких температур и интенсивных вибрационных нагрузок. Эти лопатки отличаются сложностью конструкции и неоднородностью материала, вызванной как монокристаллической структурой материала, так и воздействием температурных полей. Вопросам влияния монокристаллической структуры на прочность и колебания лопаток посвящен ряд работ [1 – 5].

Монокристаллические лопатки, как и поликристаллические, в процессе эксплуатации могут получить повреждения, в том числе в виде трещин. Влияние повреждений на спектр частот, формы, распределение и локализацию напряжений в поликристаллических лопатках рассмотрено в ряде работ, в частности в [2 – 4]. Данные проблемы для монокристаллических лопаток имеют ряд особенностей и нуждаются в специальных исследованиях. В работе [2] на основе экспериментальных исследований показано, что магистральные трещины в монокристаллических лопатках распространяются вдоль кристаллографических осей. Для образцов и лопаток с аксиальной ориентацией [001] они расположены под углами $35 - 45^\circ$ к оси, а для аксиальной ориентации [111] трещины могут располагаться под углами $15 - 20^\circ$ к оси. Кроме того, направление магистральных трещин зависит от азимутальной ориентации материала [2]. В ряде случаев возможно появление трещин в направлении перпендикулярно оси z . Этот случай рассмотрен в работе [3]. Однако наибольший интерес представляют исследования колебаний монокристаллических лопаток с трещинами, располо-

женными под углом к продольной оси лопатки. При решении таких задач используются трехмерные конечноэлементные модели. В области расположения трещины возникают большие градиенты деформаций и напряжений, что вызывает необходимость использования специальных конечных элементов, отражающих эти особенности.

1. Постановка задачи

Рассматривается неохлаждаемая лопатка ГТД из монокристаллического никелевого жаропрочного сплава. Геометрическая форма лопатки и расположение кристаллографических осей [100], [010], [001] при их совпадении с осями x , y , z представлено на рис. 1.



Рис. 1. Геометрия лопатки и схема расположения осей КГО [100], [010], [001] при совпадении с осями x , y , z

Для построения конечноэлементных моделей лопаток в работе использовался изопараметрический 20-узловой конечный элемент в криволинейной системе координат, учитывающий неоднородность монокристаллического материала.

Для описания особенностей распределения перемещений, деформаций и напряжений в области фронта трещины используются специальные 15-узловые конечные элементы, построение которых описано в работах [3 – 5]. Такие так называемые «сингулярные» элементы имеют такие важные свойства: они обеспечивают особенности типа $O(r^{-1/2})$ для напряжений, где r – расстояние от фронта трещины, полностью совместимы с обычными квадратичными элементами, отображают деформацию тела как целого, для них остаются справедливыми теоремы о сходимости решения к точному для обычных элемен-

тов. Из этих элементов можно построить розетку элементов вокруг вершины трещины, которая совместима с общей сеткой конечных элементов [3, 4].

2. Численный анализ

В табл. 1 представлена сравнительная характеристика собственных частот для поликристаллической и монокристаллических лопаток с аксиальной ориентацией КГО [001] и [111] с трещиной и без трещины [3], а на рис. 2, 3 поля интенсивностей напряжений при колебаниях лопаток с трещинами.

Переход к монокристаллическому материалу с КГО [001] вызывает наиболее сильное повышение собственных частот для преимущественно крутильных колебаний (третья, четвертая и седьмая частоты), а переход к материалу с КГО [111] – для преимущественно изгибных и более сложных форм колебаний.

Таблица 1

Сравнительная характеристика собственных частот (Гц) для поликристаллической и монокристаллических лопаток с различной КГО с трещиной и без трещины

№ п/п	Поликристаллический материал		Монокристаллический материал			
	Лопатка без трещины	Лопатка с трещиной	Лопатка без трещины КГО [001]	Лопатка с трещиной КГО [001]	Лопатка без трещины КГО [111]	Лопатка с трещиной КГО [111]
1	834	833	926	881	1039	1020
2	1488	1486	1829	1823	1983	1904
3	2412	2410	3062	2895	3409	3329
4	3142	3101	3683	3555	4086	4020
5	4557	4536	5826	5821	6131	6034
6	5714	5692	7110	7069	7453	7452
7	7743	7717	9525	9362	10285	10191
8	8219	8190	10143	9868	11080	11072
9	9332	9182	11323	11375	12256	12073
10	10363	10339	11507	11981	13610	13557

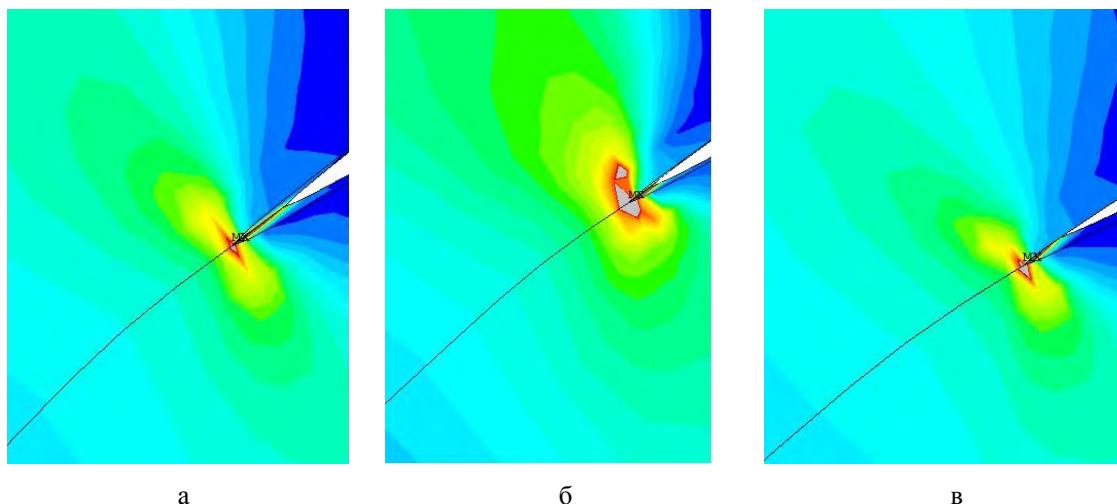


Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений вблизи устья трещины в лопатках из поликристаллического (а) и монокристаллических материалов с КГО [001] (б) и [111] (в) при колебаниях по четвертой форме

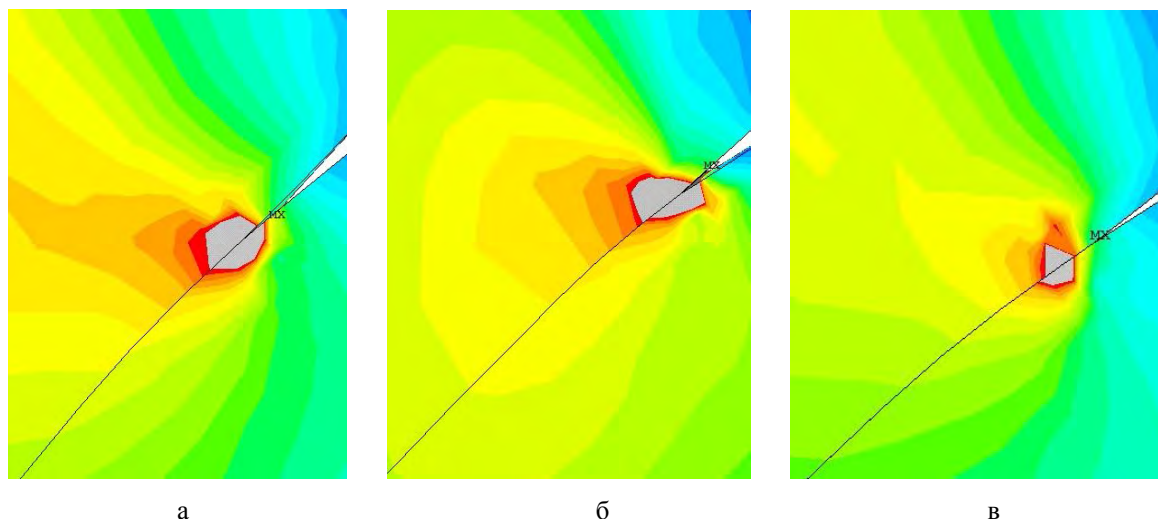


Рис. 3. Поля интенсивностей напряжений вблизи устья трещины в лопатках из поликристаллического (а) и монокристаллических материалов с КГО [001] (б) и [111] (в) при колебаниях по восьмой форме

Хорошо видно, что наличие трещины мало влияет на частоты лопатки из поликристаллического материала. Это объясняется тем, что частоты являются интегральными характеристиками, и на них влияют только достаточно развитые трещины. В то же время оказывается, что трещины более существенно влияют на частоты лопатки из монокристаллического материала, особенно с КГО [111] и [001]. Для лопатки с КГО [001] влияние трещины наиболее заметно на третью, четвертую, седую и восьмую частоты, а с КГО [111] – на третью и пятую.

Разумеется, наличие трещин существенно влияет на поля перемещений и, особенно, напряжений. Возникает явно выраженная локализация напряжений в области устья трещины. При численных расчетах трещины располагались в местах, где они возникали на практике, или имеются наибольшие напряжения в лопатке без повреждений.

В качестве примера проведенных исследований на рис. 2, 3 приведены поля интенсивностей напряжений в зоне устья трещины в лопатках ГТД из поликристаллического и монокристаллических материалов с различными КГО при колебании по четвертой и восьмой формам. Для всех лопаток угол расположения трещины был принят 45° для возможности сопоставления результатов.

Известно, что распределение напряжений в поликристаллической лопатке с трещиной существенно изменяется. Похожая картина наблюдается в лопатках из монокристаллических материалов. Видно возникновение локализации напряжений с большими градиентами в области устья трещины, и влияние материала лопатки на характер локализации напряжений. Кроме того, следует отметить влияние угла расположения трещины.

Выводы

Использование монокристаллического материала заметно повышает собственные частоты лопаток. Причем для материала с КГО [111] это повышение заметно больше, чем для материала с КГО [001]. Но значения частот меняются существенно меньше, чем соотношение значений модулей упругости E_z для этих материалов, так как частоты колебаний зависят от соотношения всех упругих податливостей материала.

Материал с КГО [001] оказывает большее влияние на частоты преимущественно крутильных колебаний, а материал с КГО [111] – на частоты преимущественно изгибных колебаний.

Влияние повреждений на частоты и распределение относительных напряжений зависит как от материала лопатки, так и от формы колебаний. Для ряда форм колебаний влияние повреждения более сказывается на монокристаллические лопатки, чем на поликристаллические.

Выбор наиболее рационального КГО материала лопатки зависит от ее конструктивных особенностей и частотного диапазона, в котором будут возбуждаться наиболее интенсивные колебания, и от возможного ожидаемого расположения повреждений.

Литература

1. Ножницкий Ю.А. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД / Ю.А. Ножницкий, Е.Р. Голубовский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 9 (35). – С. 117 – 123.

2. Экспериментальная оценка сопротивления многоцикловой усталости монокристаллов никелевых сплавов и монокристаллических лопаток ГТД / Е.Р. Голубовский, Н.Д. Жуков, А.Н. Стадников, С.А. Черкасова, А.Н. Петухов // Прочность материалов и элементов конструкций: тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. / В 2 т. – К.: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2010. – Т. 1. – С. 104-105.

3. Воробьев Ю.С. Влияние повреждений на колебания монокристаллических лопаток / Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай // Методи розв'язування при-

кладних задач механіки деформівного твердого тіла: зб. наукових праць. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вип. 11. – С. 64-70.

4. Vorobyov Yu. The influence of damages on vibration stress localization in turbomachine blading / Yu. Vorobyov, M. Chugay, R. Rzadkowski // IFToMM International Symposium on "Dynamics of Steam and Gas Turbines", 1-3 December 2009, Gdansk, Poland – P. 263-273.

5. Сиратори М. Вычислительная механика разрушения: пер. с японск. / М. Сиратори, Т. Миесси, Х. Мацусита. – М.: Мир, 1986. – 334 с.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник отдела тонкостенных конструкций Е.А. Стрельникова, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛУ ВІБРАЦІЙНИХ НАПРУЖЕНЬ В МОНОКРИСТАЛІЧНИХ ЛОПАТКАХ З ПОШКОДЖЕННЯМИ

Ю.С. Воробйов, М.О. Чугай

У роботі проведено аналіз коливань монокристалічної лопатки з пошкодженнями. Розрахунки проводилися на підставі тривимірних моделей методом скінченних елементів з використанням спеціальних скінченних елементів, що відображають особливості напружено - деформівного стану в околі верхньої тріщини. При чисельному аналізі враховувалось, що просторова орієнтація тріщини в монокристалічних лопатках залежить від положення кристалографічних осей. Досліджено вплив кристалографічної орієнтації та пошкоджень на власні частоти, форми коливань та локалізацію інтенсивностей напружень.

Ключові слова: робоча лопатка, монокристалічний матеріал, пошкодження, метод скінченних елементів, форми коливань, локалізація напружень.

PECULIARITIES OF DISTRIBUTING OF VIBRATIONS STRESSES IN ONE SINGLE-CRYSTAL BLADES WITH DAMAGES

Yu.S. Vorobiov, M.A. Chugay

The work presents an analysis of vibrations of single crystal turbine blade with damage. The calculations was spent on the basis of the 3D models by finite elements method with the use of the special finite elements that account for the stress localization effect in the crack apex. At a numerical analysis taken into account, that the spatial orientation of cracks in one single-crystal blades depended on the crystallography axes orientation. Influence of crystallographic anisotropy and damages on natural frequencies, modes and stress intensities localizations is estimated.

Key words: turbomachine blade, one single crystal material, damage, finite elements, vibrations, stress localization.

Воробьев Юрий Сергеевич – д-р техн. наук, проф., зав. отделом нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua.

Чугай Марина Александровна – канд. техн. наук, научный сотрудник отдела нестационарных механических процессов Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: chugay@ipmach.kharkov.ua.

УДК 629.7.03.018

О.Н. БЫЛИНКИНА¹, Б.Б. КОРОВИН¹, Е.В. БРЫЧЕВА²¹ФГУП «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия²ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия

К ДИАГНОСТИКЕ СОСТОЯНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ПО ВИБРОСИГНАЛУ

Обсуждается проблема использования вибрационных диагностических признаков состояния межроторного подшипника, полученных в стендовых условиях его работы с внесенными дефектами в составе технологического ТРДДФ. Показано, что при летной эксплуатации собранного по ТУ двигателя возможно кратковременное появление вышеуказанных диагностических признаков, связанное не с дефектом, а с условиями работы подшипника в эксплуатации. Обращено внимание на возможность появления вблизи диагностической составляющей с частотой вращения сепаратора межроторного подшипника субгармоники комбинационной составляющей вибрации роторов, которая может маскироваться под диагностическую. Даны рекомендации для повышения надежности диагноза.

Ключевые слова: межроторный подшипник, диагностический признак, составляющая спектра, сепаратор, гармоника, модуляция.

Введение

Контроль и диагностика состояния роторных систем по вибросигналу получили широкое распространение в двигателестроении [1, 2]. Настоящая публикация посвящена уточнению процедур вибрационной диагностики межроторного подшипника – одного из наиболее нагруженных элементов современных ГТД.

1. Формулирование проблемы и методы ее решения

Актуальность ранней диагностики межроторных подшипников в эксплуатации связана с тяжелыми последствиями их разрушения. В настоящем сообщении обсуждаются результаты решения указанной проблемы для двигателя, в силовой схеме которого имеется межроторный подшипник, методами вибрационной диагностики.

При отработке процедур вибрационной диагностики использовались выполненные на «НПЦ Газотурбостроения «Салют», наземные эксперименты по вибрографированию ТРДДФ с внесенными дефектами межроторного подшипника [3, 4]. Схема обследуемого двигателя с указанием мест установки вибродатчиков показана на рис. 1.

Дефектный подшипник имел два небольших очага выкрашивания на расстоянии 50мм в наружном кольце, а также 8 роликов с круговым выкрашиванием, кучно смонтированных в сепаратор, напротив которых было установлено 12 роликов без

повреждений. Остальные ролики (из общего числа 34) были установлены в свободные окна сепаратора.

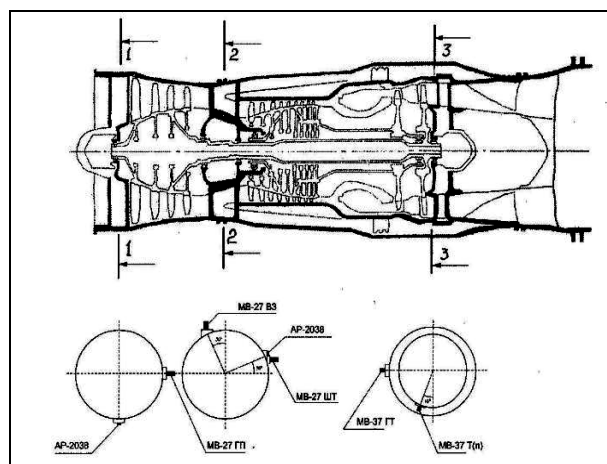


Рис. 1. Силовая схема двигателя и места установки датчиков.

Для ускорения износа наружного кольца при сборке оно было установлено таким образом, чтобы места максимального выкрашивания оказались напротив «тяжелого» места на диске, а затяжка гайки крепления кольца произведена с повышенным усилием 50 кгм вместо 5 кгм по ТУ. Для интенсификации износа подшипника в эксперименте на роторе ТВД был создан повышенный дисбаланс 250 гр.см. вместо ≤ 20 гр.см. по ТУ.

На основе анализа изменения общего уровня вибраций и структуры спектров по мере наработки в стендовом эксперименте определялись диагностиче-

ские признаки, пригодные для оценки состояния межроторного подшипника.

Для этой цели при спектральном анализе вибросигналов, наряду с составляющими, генерируемыми роторами двигателя, оценивались и составляющие вибраций на частотах, генерируемых при взаимодействии элементов подшипника.

В набор этих частот, связанных с функционированием подшипника, входили: частоты вращения его сепаратора (F_{nc}), перекачивания тел качения по внутренней ($F_{нв}$) и наружной ($F_{нн}$) беговым дорожкам, а также частота вращения тел качения относительно своей оси ($F_{пнк}$). Указанные частоты вычислялись по известным соотношениям, определяемым геометрическими характеристиками и кинематикой подшипника [5].

Полученные при стендовых испытаниях диагностические признаки, характеризующие состояние межроторного подшипника, и подходы по прогнозированию этого состояния были оценены при исследовании вибрационного состояния собранного по ТУ двигателя подобной схемы, в условиях его реальной эксплуатации на самолете.

При выполнении спектрального анализа вибраций использовались программно-аппаратные комплексы ЛИИ и «ММПП «Салют».

2. Решение проблемы

2.1. Уточнение процедур контроля и диагностики состояния подшипника по материалам вибрографирования двигателя с дефектным подшипником в стендовых условиях

В результате стендового эксперимента с двигателем, имеющим дефектный подшипник, установлено устойчивое увеличение СКЗ вибраций в роторной полосе частот по мере наработки на фиксированных режимах его работы, включая режим малого газа (МГ), и максимальные, в том числе, форсированные режимы (М+Ф) [3, 4].

Анализ вибропроцессов в частотной области показал, что наиболее информативной составляющей штатного вибросигнала для оценки состояния подшипника служит узкополосная составляющая на частоте вращения сепаратора F_{nc} . В частности, коэффициенты увеличения интенсивности указанной составляющей для стадии разрушения подшипника по сравнению с начальной стадией эксперимента по нашим оценкам составили значения:

$$\Delta V_{мг} = 7,33/0,81 = 9,04$$

$$\text{и } \Delta V_{макс} = 57,5/25 = 2,3$$

для режимов МГ и (М+Ф) соответственно (рис. 2, 3). При этом виброакустический контроль состояния подшипника, периодически выполняемый в процес-

се проведения стендового эксперимента с помощью соответствующего прибора, позволял обнаружить исходную стадию повреждений, но слабо реагировал на динамику разрушения.

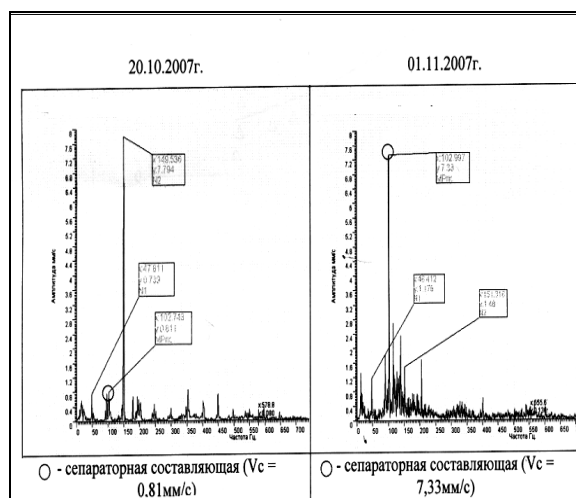


Рис. 2. Спектры вибраций в штатном месте в начале и конце эксперимента с технологическим двигателем на режимах МГ

Резюмируя результаты наземных экспериментов можно утверждать, что значимое изменение как СКЗ вибросигнала в роторной полосе частот, так и составляющей, генерируемой межроторным подшипником (назовем ее МРС) на частоте F_{nc} , по всем обследованным местам замера вибраций, включая штатное, происходило на достаточно поздней стадии развития дефекта (рис. 3).

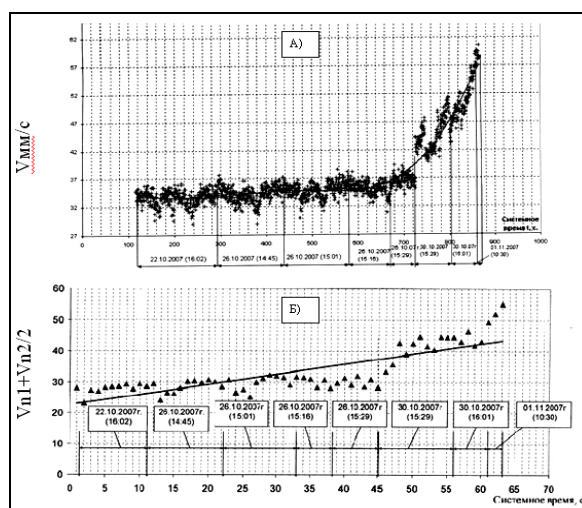


Рис. 3. Изменения СКЗ вибраций (а) и амплитудного значения МРС по мере наработки технологического двигателя на режиме М+Ф (б)

При этом, даже при превышении величиной СКЗ вибросигнала нормативных уровней, интенсивность роторных вибрации двигателя практически не менялась, так же, как и составляющих, представ-

ляющих собой разности сепараторной частоты и частот вращения роторов N1 и N2, и других составляющих, обусловленных модуляционными эффектами.

При дополнительном анализе экспериментальных материалов, использованных в [3] и [4] и результатов летного эксперимента с двигателем подобной схемы, авторами настоящей работы было высказано сомнение в правомерности диагноза состояния подшипника по увеличению интенсивности МРС на повышенных режимах работы двигателя. Указанное сомнение относится к режимам работы двигателя со значениями N1 и N2 в диапазоне 90-100%, когда величина F_{nc} принималась равной полусумме частот вращения роторов $(F_1 + F_2)/2$ в то время, как ее истинное значение отличалось от нее на 1 – 1,5 Гц.

Из анализа кинематических соотношений для определения сепараторной частоты F_{nc} (теоретически (1) и для конкретной конструкции межроторного подшипника рассматриваемого двигателя (2))

$$F_{nc} = F_1 (d_c - d_{TK}) / 2d_c + F_2 (d_c + d_{TK}) / 2d_c; \quad (1)$$

$$F_{nc} = 0,468F_1 + 0,532F_2, \quad (2)$$

где d_c и d_{TK} – диаметры сепаратора и тел качения соответственно, следует, что $F_{nc} = (F_1 + F_2)/2$ лишь в случае равенства нулю диаметров тел качения подшипника, либо для строго заданного отношения частот вращения роторов, компенсирующего отличия коэффициентов при F_1 и F_2 в уравнении (2). от величины 0,5. Поэтому доминирование в спектре вибраций составляющей на частоте $(F_1 + F_2)/2$ (назовем ее PC_{n1+n2}) не следует путать с МРС.

Указанная неопределенность оценки диагностического признака объясняется тем, что при использованном в спектральном анализе вибраций разрешении по спектру величиной 1Гц, значения составляющей МРС на повышенных режимах работы двигателя инструментально не различимы с комбинационной составляющей вибрации PC_{n1+n2} .

Подтверждение существования составляющей PC_{n1+n2} на максимальных режимах работы двигателя рассматриваемой схемы при одновременном существовании МРС иллюстрируется спектрами на рис. 4. При его получении использовалось разрешение по спектру 0,33 Гц.

Вопросы, связанные с природой возникновения составляющей PC_{n1+n2} и условиями ее проявления на двигателе остаются открытыми. Поэтому диагностику состояния подшипника на частоте МРС предпочтительнее осуществлять на режиме МГ.

Это следует делать не только потому, что интенсивность МРС на этом режиме возрастает при

разрушении подшипника существенно больше, чем значение составляющей, принимаемое за МРС на режимах М+Ф, но и вследствие отсутствия риска маскировки МРС при больших скольжениях роторов на малых режимах.

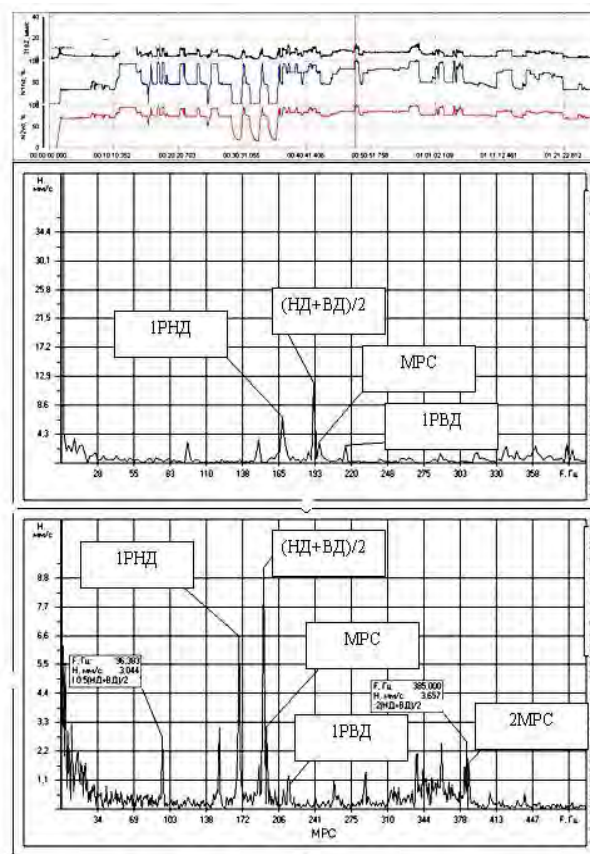


Рис. 4 Иллюстрация одновременного проявления составляющих МРС и $(HD+BD)/2$ спектра вибропроцесса для режима М+Ф

Заслуживает внимания обнаруженная в [3] и [4] и подтвержденная авторами в результате дополнительного анализа экспериментальных материалов, использованных в указанных источниках принципиальная возможность фиксации тонких диагностических признаков разрушения межроторного подшипника по спектру вибраций, замеренных не на корпусе подшипника, а в достаточно удаленном штатном месте на промежуточном корпусе двигателя.

В частности, уже в начале стендового эксперимента с технологическим двигателем в каскадах спектра вибраций обнаружено устойчивое проявление так называемых «пачек» ударных импульсов ($\Delta \approx K * F_{nc} - F_1$), каждая из которых содержала 3-4 гармоники, при том, что одна из них относилась к ряду $K * F_{nc}$ межроторного подшипника, где K – целое число (рис. 5).

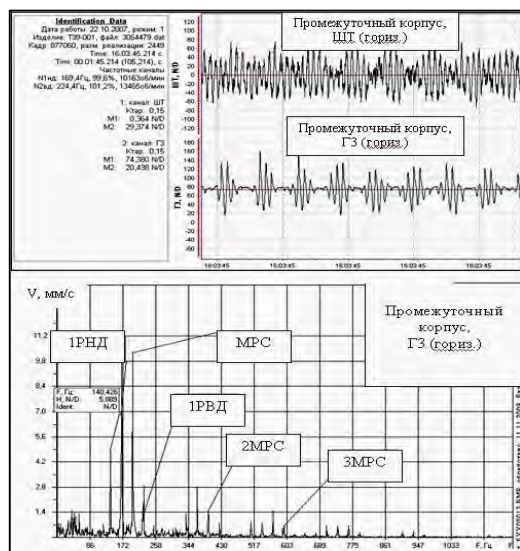


Рис. 5. Появление «пачек» ударных импульсов в начале эксперимента с технологическим двигателем

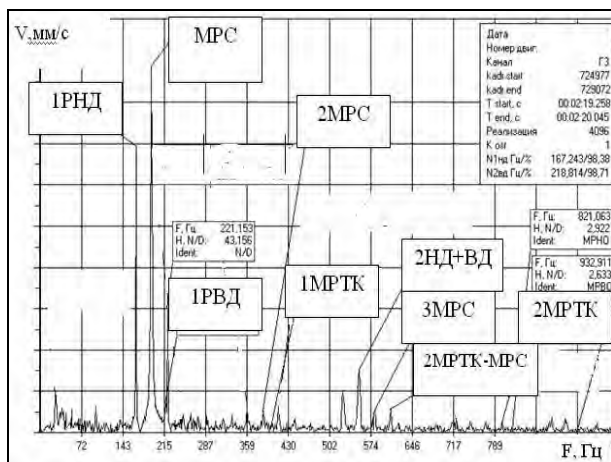


Рис. 6. Дополнительное появление в спектре вибросигнала составляющих, содержащих частоты МРТК в заключительной стадии эксперимента, процесс разрушения МРС

В спектре же вибраций на рис 6, полученном на стадии прекращения эксперимента из-за разрушения подшипника, наряду с доминирующей составляющей на частоте, равной полусумме частот вращения роторов НД и ВД, присутствовали гармонические составляющие с кратностями 2 и 3 к частоте вращения сепаратора межроторного подшипника. При этом также идентифицировались 2-я гармоника составляющей с частотой следования тел качения $MPTK_2$, боковые гармоники с частотами $f_{TK} = K \cdot f_{TK} - F_{nc}$, (здесь $K = 1, 2, 3, \dots$; f_{TK} – частота следования тел качения), а также составляющая $MPTK2 - MRC1$.

Первый из рассмотренных эффектов, проявление которого сохранялось в процессе разрушения

подшипника, может быть рекомендован для ранней диагностики его состояния в эксплуатации. Второй можно трактовать – как одно из необходимых условий обязательного съема двигателя с крыла.

2.2. Оценка проявления диагностических признаков состояния межроторного подшипника в составе двухвального двигателя при его эксплуатации на самолете

Для отработки процедуры надежной диагностики начала разрушения межроторного подшипника необходима оценка проявления характерных признаков его дефекта на двигателе, собранном по ТУ, в том числе и в условиях его реальной эксплуатации на самолете.

Такая оценка была выполнена при установке ТРДДФ той же силовой схемы, что и технологический двигатель, на маневренный самолет.

В результате проведенных исследований достаточно неожиданно оказалось, что составляющая МРС с интенсивностью, которая для технологического двигателя была достаточно представительной (амплитуда более 17 мм/с. и доминирование в спектре), чтобы по ней судить о выраженных дефектах подшипника, может кратковременно возникать и в штатных условиях работы двигателя на самолете. Так как указанный эффект возникал только на максимальных режимах работы двигателя (в диапазоне 90-100% частот вращения ВД и НД) при отсутствии дефекта межроторного подшипника (согласно штатного виброакустического контроля), его проявление вполне согласуется с тезисом о предпочтительности диагностики состояния подшипника по интенсивности и характеру изменения МРС вибросигнала для режима МГ.

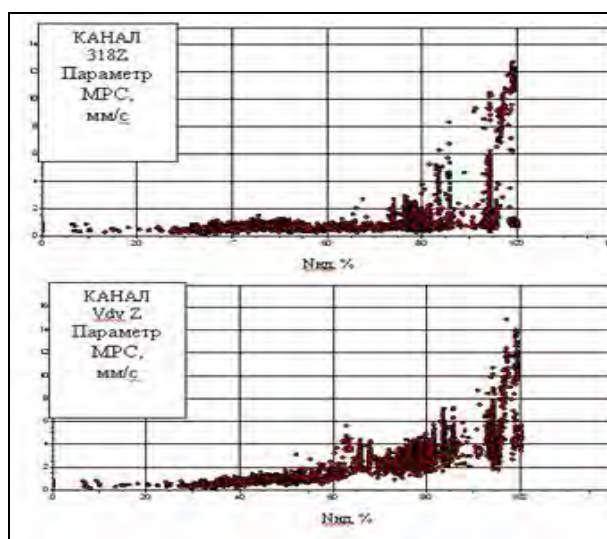


Рис. 7. Изменение амплитуды колебаний на частоте МРС с изменением частоты вращения РНД

В самом деле, как видно из рис. 7, амплитудные значения составляющей **МРС** в условиях полета имеют максимальные значения в диапазоне частот вращения 90-99% по ротору низкого давления. Характерный спектр вибраций с доминированием составляющей **МРС** в условиях полета при работе двигателя на режиме полного форсажа представлен на рис. 8, а, а на рис 8, б приведен спектр вибраций, полученный на режиме МГ в наземных условиях работы двигателя.

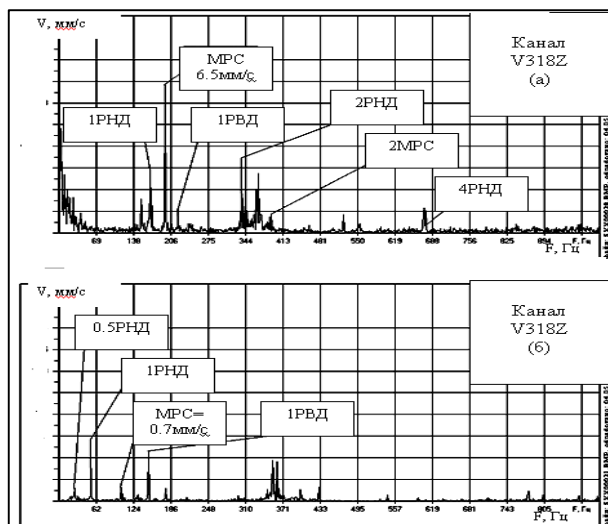


Рис. 8. Спектр с доминированием состава **МРС** на режиме М+Ф в полете (а) и при ее незначительном на режиме МГ в стартовых условиях (б)

Остановимся на двух наиболее важных особенностях проявления повышенного уровня **МРС** в эксплуатационных условиях. Первая из них – нестационарный характер изменения во времени с характерным максимумом. Сказанное иллюстрируется изменением **МРС**:

– при выводе двигателя на режим полного форсажа в наземных условиях (рис. 9);

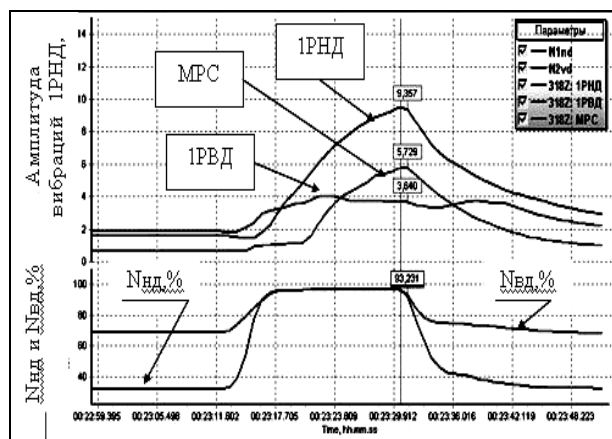


Рис. 9. Иллюстрация проявления **МРС** после выхода на режим ПФ в стартовых условиях

– при выполнении разгона самолета на Максимальном (рис. 10);

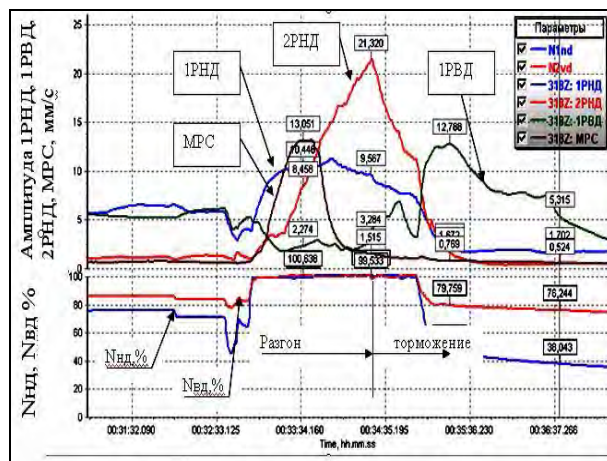


Рис. 10. Иллюстрация проявления **МРС** при выполнении разгона самолета на Максимальном (Н = 3км, М = 1,3)

– при запусках двигателя в полете.

Вторая особенность – взаимосвязь вышеуказанного характера проявления **МРС** в разгонах самолета с положительным градиентом увеличения амплитуды второй роторной гармоники **РНД2** при одновременном превышении ею в ряде случаев величины базовой гармоники **1РНД** (см. рис. 10).

Первая из рассмотренных особенностей, по-видимому, связана с температурными деформациями конструкции узла подшипника и роторов двигателя, сопровождающих его прогрев. Вторая – может быть объяснена кратковременным нарушением целостности роторов из-за деформации ротора **КНД** в результате изменения осевых сил в двигателе при разгоне самолета.

Заключение

1. При летной эксплуатации собранного по ТУ ТРДД с межроторным подшипником в одной из задних опор возможно кратковременное появление доминирующей в спектре штатного вибросигнала составляющей на частоте вращения сепаратора, связанное не с дефектом подшипника, а с условиями его работы.

2. В связи с возможностью появления на максимальных режимах работы рассматриваемого ТРДД комбинационной составляющей с частотой, равной полу-сумме частот вращения роторов двигателя, диагностику состояния подшипника по составляющей **МРС** штатного вибросигнала следует осуществлять на малых режимах работы двигателя, где нет риска маскировки указанной составляющей комбинационной.

Литература

1. Карасев В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасев, И.П. Максимов, М.К. Сидоренко. – М., Машиностроение, 1978. – 132 с.
2. Коровин Б.Б. Идентификация опасных динамических процессов в ГТД по вибросигналу / Б.Б. Коровин, В.В. Червонюк // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1984. – Вып 11. – С. 155-158.
3. Назаренко Ю.Б. Диагностика роторов и межроторного подшипника по виброскоростям на корпусах двухвальных турбореактивных двигателей / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – №9 (66). – С. 135-139
4. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей / М.Е. Колотников, Ю.Б. Назаренко, А.В. Иванов, Л.Ф.Светашиова // Проблемы межроторного подшипника: Научно-технический конгресс по двигателестроению НТДК-2008. Десятый международный салон: сборник тезисов. – М., 2008. – С. 112.
5. Неразрушающий контроль: справочник / под общ. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 2006. – 336 с.
6. Ширман А. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Ширман, А. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1996. – 224 с.
7. Лунп Д. Выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [Электронный ресурс]: пер. с англ. / D. Lynn; под ред. В.А.Смирнова // Computational Systems. – 2010. – Режим доступа: <http://www.cnt-moscow.ru/ru/bible/vdpk/>. – 1.06.2011 г.

Поступила в редакцию 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, Генеральный конструктор М.Е. Колотников, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

ДО ДІАГНОСТИКИ СТАНУ МІЖРОТОРНОГО ПІДШИПНИКА ПО ВІБРОСИГНАЛУ

О.М. Билинкіна, Б.Б. Коровін, К.В. Брычева

Обговорюється проблема використання вібраційних діагностичних ознак стану міжроторного підшипника, одержаних в стендових умовах його роботи із внесеними дефектами в складі технологічного ТРДДФ. Показано, що при льотній експлуатації зібраного по ТУ двигуна можлива короткочасна поява вищеуказаних діагностичних ознак, пов'язана не з дефектом, а з умовами роботи підшипника в експлуатації. Звернена увага на можливість появи близько діагностичної складової з частотою обертання сепаратора міжроторного підшипника субгармоніки комбінаційної складової вібрації роторів, котра може маскуватися під діагностичну. Надані рекомендації для підвищення надійності діагнозу.

Ключові слова: міжроторний підшипник, діагностичний признак, складова спектра, сепаратор, гармонька, модуляція.

TO DIAGNOSTICS OF THE INTERSHAFT BEARING STATE USING VIBRATION SIGNAL

O.N. Bylinkina, B.B. Korovin, E.V. Brycheva

The problem of diagnostic sign for the intershaft bearing state using is discussed. This sign is detected for a bearing that had an insertion defects while technological afterburning turbofan bend working. It was shown that during flight operation of standard engine transitory appearance of above mentioned diagnostic sign is possible for the bearing without defects. It is took notice of possibility the rotors combination vibration component appearance with the frequency near or equal of diagnostic one. This phenomenon of rotors combination vibration subharmonic appearance proceeded on maximal engine mode. That is why the bearing diagnostic procedure have being recommended for low engine modes.

Key words: intershaft bearing, diagnostic sign, spectrum component, bearing cage, harmonic, ssubharmonic.

Билинкіна Ольга Николаевна – начальник сектора в НПО-3 ФГУП «Летно-исследовательский институт им М.М. Громова», Жуковский, Россия, e-mail: flysim-lii@mtu-net.ru.

Коровин Борис Борисович – д-р техн. наук, начальник лаборатории в НПО-3 ФГУП «Летно-исследовательский институт им М.М. Громова», Жуковский, Россия, e-mail: flysim-lii@mtu-net.ru.

Брычева Екатерина Владимировна – инженер-конструктор 1 категории, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия, e-mail: Tkaterina-br@yandex.ru.

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН, В.Н. МЕЛЬНИК

Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина

РАСЧЕТНЫЕ МОДЕЛИ ФРАГМЕНТОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ АКУСТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Анализируются оболочки специальной формы с произвольно очерченной линией меридиана. На основании соотношений Гаусса – Кодаци устанавливаются значения постоянных Ламе и радиусов кривизны, позволяющие по этим четырем параметрам задать поверхность с точностью до положения ее в пространстве. Формулируются условия, ограничивающие выбранный класс поверхностей. Устанавливаются значения геометрических размеров, когда правомочны упрощения при вычислении параметров Ламе и кривизны. Материал принимается линейно упругим, подчиняющимся закону Гука. Изучение явления ограничивается упруго-напряженным состоянием поверхности, до наступления остаточных явлений

Ключевые слова: оболочка, постоянные Ламе, кривизны координатных линий.

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Элементы конструкции авиационных двигателей и комплекствующих при эксплуатационном использовании летательных аппаратов испытывают силовое нагружение со стороны акустического излучения, спектральный состав которого для различного класса изделий может приобретать тот или иной вид, в частности, вид *белого шума*. Последнее наблюдается в режиме старта.

Уровень нагружения может достигать 140 – 150 дБ и выше. Очевидно, что в этом случае надо изначально иметь возможность прогнозировать упруго-напряженное состояние материала и происходящие из этого особенности локального и глобального характера. Первый этап этой процедуры состоит в построении расчетных моделей взаимодействия конструкции с акустическими полями, которые можно считать в общем случае диффузными. Второй этап включает в себя все необходимые виды стендовых полунатурных исследований.

Построение расчетных моделей явления является не только достаточно трудоемким, но и очень ответственным процессом, так как должно в результате анализа учесть максимум специфики воздействия. И, если с пластинчатыми фрагментами дело обстоит более или менее благополучно, то оболочечные поверхности требуют особо пристального внимания. В частности, когда речь идет о ненулевой гауссовой кривизне.

Освещению некоторых аспектов этой проблемы посвящены исследования авторов.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Вопросам изучения динамики пластин в аку-

стических полях посвящены исследования многих авторов [1, 2]. Причем, в некоторых случаях достаточно рассматривать ее как неограниченную по протяженности [3, 4], в других – следует принимать во внимание ее габариты [5, 6].

Что касается оболочек, то здесь для целого ряда задач можно ограничиваться одномерной картиной [7], для других – двумерной [8]. Наконец, пространственная задача должна рассматриваться, в частности, когда имеет место носитель кинетического момента [9]. В этом случае вопросы динамических свойств оболочки приобретают существенный оттенок гироскопических проявлений [10]. Последнее радикально изменяет всю аналитическую структуру описания явлений.

Постановка задачи данного исследования. С учетом специфики решаемой задачи, результаты которой имеют важное значение для оценки динамических свойств конструкции, необходимо уточнить значения параметров Ламе и необходимых аналитических соотношений для оболочек ненулевой гауссовой кривизны поверхности. В качестве линии меридиана выбирается кривая произвольного очертания.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Рассмотрим следующие два вида оболочек вращения: выпуклая (рис. 1, а) и вогнутая относительно оси вращения (рис. 1, б). В обоих случаях предполагается, что $OD = BA = R$, а кривая $f(z)$, образующая оболочку вращения, симметрична относительно прямой CM , которая пересекает ось вра-

щения в середине ($OB = l$; $OC = CB = \frac{1}{2}l$). Считаем также, что

$$f(0) = f(l) = R = \text{const.} \quad (1)$$

Рассмотрим систему координат $C_1 z_1 r_1$ (рис. 1).

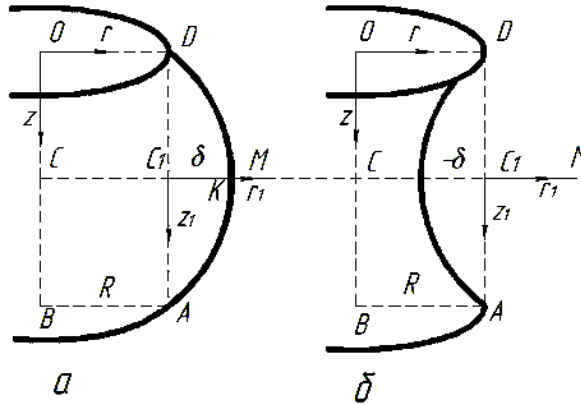


Рис. 1. Оболочка специальной формы:
а – выпуклая оболочка вращения, б – вогнутая

Связь между этой системой и опорной Ozr определяется соотношениями –

$$r = r_1 + R; \quad z = z_1 + \frac{1}{2}l.$$

В системе отсчета $C_1 z_1 r_1$ форму оболочки (линию меридиана) зададим выражением

$$r_1 = \pm f_1(z_1), \quad (2)$$

причем знак «+» соответствует случаю рис. 1, а, а знак «-» – случаю рис. 1, б.

Установим класс кривых $f_1(z_1)$, для которых выполняются условия:

$$- f_1(-z_1) = f_1(z_1);$$

$$- f_1\left(\pm \frac{1}{2}l\right) = 0;$$

– функции $[+f_1(z_1)]$ строго выпуклые, а функции $[-f_1(z_1)]$ – строго вогнутые;

– точка с координатой $z_1 = 0$ является точкой экстремума для функций

$$\pm f_1(z_1);$$

– функцию $f_1(z_1)$ считаем убывающей $\forall z_1 \in \left(0; \frac{1}{2}l\right)$ (рис. 1, а) и возрастающей при $\forall z_1 \in \left(0; \frac{1}{2}l\right)$ (рис. 1, б).

Рассмотрим пример. Пусть

$$F_1(z_1) = a_2 - a_0 z_{12}, \quad a_2 > 0; \quad a_0 > 0.$$

Очевидно, что $f_1(-z_1) = f_1(z_1)$.

Тогда, в соответствии с рис. 1 имеем:

$$f_1\left(\pm \frac{1}{2}l\right) = 0 \Rightarrow a_2 - a_0 \frac{l^2}{4} = 0.$$

Отсюда определяем коэффициент a_2 :

$$a_2 = a_0 \frac{l^2}{4}.$$

С учетом этого, можно записать:

$$f_1(z_1) = a_0 \left(\frac{l^2}{4} - z_1^2 \right), \quad a_0 > 0. \quad (3)$$

Обозначим величину подъема этой параболы $C_1 K$ в точке $z_1 = 0$ через δ (рис. 1, а). Тогда

$$\delta = a_0 \frac{l^2}{4} \Rightarrow a_0 = \frac{4\delta}{l^2}.$$

В этом случае можно записать:

$$f_1(z_1) = \delta - \frac{4\delta}{l^2} z_1^2 = \delta \left(1 - 4 \frac{z_1^2}{l^2} \right). \quad (4)$$

Представим уравнение линии меридиана оболочки в опорной системе координат Ozr . Имеем:

$$r = f(z) = R + \delta \left[1 - \frac{4}{l^2} \left(z - \frac{1}{2}l \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Или так:

$$f(z) = R \left[1 + \frac{\delta}{R} - \frac{4\delta}{Rl^2} \left(z - \frac{1}{2}l \right)^2 \right]; \quad (6)$$

$$f'(z) = -\frac{8\delta}{l^2} \left(z - \frac{1}{2}l \right); \quad (7)$$

$$A_1 = \sqrt{1 + 64 \frac{\delta^2}{l^4} \left(z - \frac{1}{2}l \right)^2}; \quad (8)$$

$$A_2 = R \left[1 + \frac{\delta}{R} - \frac{4\delta}{Rl^2} \left(z - \frac{1}{2}l \right)^2 \right]. \quad (9)$$

Рассмотрим другой пример. Пусть

$$f_1(z) = A \cos \frac{\pi z_1}{l}, \quad A > 0.$$

Тогда:

$$\begin{aligned} f(z) &= R + A \cos \frac{\pi}{l} \left(z_1 - \frac{1}{2}l \right) = \\ &= R + A \cos \left(\frac{\pi}{l} z_1 - \frac{\pi}{2} \right) = R + A \sin \frac{\pi z_1}{l}. \end{aligned}$$

Как и ранее считаем, что $f_1(z_1)|_{z_1=0} = \delta$ и соответствует максимальному отклонению линии меридиана от вертикальной прямой $r = R$. Тогда,

$$f(z) = R + \delta \sin \frac{\pi z}{l}. \quad (10)$$

Отсюда следует, что

$$f'(z) = \frac{\delta \pi}{l} \cos \frac{\pi z}{l}$$

и, тем самым, постоянные Ламе определяются соотношениями:

$$A_1 = \sqrt{1 + \left(\frac{\delta \pi}{l} \right)^2 \cos^2 \left(\frac{\pi z}{l} \right)}; \quad A_2 = R \left(1 + \frac{\delta}{R} \sin \frac{\pi z}{l} \right). \quad (11)$$

Остается вычислить радиусы кривизны. Для этого используются, так называемые, соотношения Гаусса-Кодацци:

соотношение Гаусса –

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{1}{A_1} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \alpha_2} \left(\frac{1}{A_2} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2} \right) = -\frac{A_1 A_2}{R_1 R_2}; \quad (12)$$

соотношения Кодацци –

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{A_2}{R_2} \right) = \frac{1}{R_1} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}; \quad \frac{\partial}{\partial \alpha_2} \left(\frac{A_1}{R_1} \right) = \frac{1}{R_2} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}. \quad (13)$$

Величины A_1 , A_2 , R_1 , R_2 не могут быть заданы как произвольные функции точки поверхности. Они должны удовлетворять равенствам (12), (13). В теории поверхностей показано, что задание этих четырех величин в виде приведенных соотношений, полностью определяет поверхность (с точностью до положения ее в пространстве).

В линиях кривизны правила дифференцирования ортов $\vec{e}_i$ записываются в виде:

$$\begin{aligned} \frac{1}{A_1} \frac{\partial \vec{e}_1}{\partial \alpha_1} &= -\frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_1} \vec{e}_2 - \frac{1}{R_1} \vec{e}_3; \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial \vec{e}_2}{\partial \alpha_1} &= \frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_1} \vec{e}_1; \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial \alpha_1} &= \frac{1}{R_1} \vec{e}_1, \end{aligned} \quad (14)$$

здесь $\vec{e}_3$ – орт нормали к поверхности.

Эти выражения будут полезны для дальнейших вычислений.

Перейдем к выводу формул для вычисления кривизны координатных линий $\left(\frac{1}{R_1} \right)$ и $\left(\frac{1}{R_2} \right)$ при недеформированном состоянии поверхности.

Имеем очевидное векторное уравнение для точек срединной поверхности оболочки вращения:

$$\begin{aligned} \vec{R} &= \vec{R}(z, \varphi) = \vec{i} r \cos \varphi + \vec{j} r \sin \varphi + \vec{k} z = \\ &= \vec{i} f(z) \cos \varphi + \vec{j} f(z) \sin \varphi + \vec{k} z. \end{aligned} \quad (15)$$

Тогда,

$$\begin{aligned} \vec{R}_z &= \frac{\partial \vec{R}}{\partial z} = \vec{i} f'(z) \cos \varphi + \vec{j} f'(z) \sin \varphi + \vec{k}; \\ \vec{e}_1 &= \vec{e}_z = 1/|\vec{R}_z|; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_z &= \frac{1}{A_1} [\vec{i} f'(z) \cos \varphi + \vec{j} f'(z) \sin \varphi + \vec{k}], \\ A_1 &= \sqrt{1+f'^2(z)}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \vec{R}_\varphi &= [-\vec{i} r \sin \varphi + \vec{j} r \cos \varphi] \\ \Rightarrow \vec{e}_2 &= \vec{e}_\varphi = \frac{1}{|\vec{R}_\varphi|} (-\vec{i} r \sin \varphi + \vec{j} r \cos \varphi) = \\ &= \frac{1}{A_2} (-\vec{i} r \sin \varphi + \vec{j} r \cos \varphi). \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \vec{e}_3 &= \vec{e}_1 \times \vec{e}_2 = \frac{1}{A_1} \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ f'(z) \cos \varphi & f'(z) \sin \varphi & 1 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \end{vmatrix} = \\ &= \frac{1}{A_1} (-\vec{i} \cos \varphi + \vec{j} \sin \varphi + \vec{k} f'(z)). \end{aligned} \quad (18)$$

Из формул (14) следует:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_1} &= \frac{1}{A_1} \vec{e}_1 \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial z}; \\ \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial z} &= \vec{i} \frac{1}{A_1^2} \frac{\partial A_1}{\partial z} \cos \varphi + \vec{j} \frac{1}{A_1^2} \frac{\partial A_1}{\partial z} \sin \varphi + \\ &+ \vec{k} \left[-\frac{1}{A_1^2} \frac{\partial A_1}{\partial z} f'(z) + \frac{1}{A_1} f''(z) \right]. \end{aligned} \quad (19)$$

Тогда,

$$\begin{aligned} \vec{e}_1 \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial z} &= \frac{1}{A_1^3} f'(z) \cos^2 \varphi + \frac{1}{A_1^3} f'(z) \sin^2 \varphi - \\ &- \frac{1}{A_1^3} \frac{\partial A_1}{\partial z} f'(z) + \frac{1}{A_1^2} f''(z) = \frac{1}{A_1^2} f''(z). \end{aligned}$$

С учетом полученного, можно записать известное соотношение –

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{A_1^3} f''(z) = \frac{f''(z)}{[1+f'^2(z)]^{\frac{3}{2}}}. \quad (20)$$

Из формул (14) операцией «сиге» получим:

$$\begin{aligned} \frac{1}{A_2} \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial \alpha_2} &= \frac{1}{R_2} \vec{e}_2 \Rightarrow \frac{1}{R_2} = \frac{1}{A_2} \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial \varphi} \vec{e}_\varphi; \\ \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial \varphi} &= \frac{1}{A_1} (\vec{i} \sin \varphi - \vec{j} \cos \varphi); \\ \frac{\partial \vec{e}_3}{\partial \varphi} \vec{e}_\varphi &= \frac{1}{A_1} (\vec{i} \sin \varphi - \vec{j} \cos \varphi) \times \\ &\times (-\vec{i} \sin \varphi + \vec{j} \cos \varphi) = -\frac{1}{A_1}. \end{aligned}$$

Таким образом,

$$\frac{1}{R_2} = -\frac{1}{A_1 A_2} \quad (21)$$

или в таком виде:

$$\frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_2(z)} = -\frac{1}{f(z) \sqrt{1+f'^2(z)}}. \quad (22)$$

Если оболочка вращения представляет собой цилиндрическую поверхность, тогда $f(z)=R=\text{const}$, где R – радиус оболочки. В этом случае

$$\frac{1}{R_1} \Rightarrow 0; \quad \frac{1}{R_2} \Rightarrow -\frac{1}{R},$$

что и имеет место в действительности.

Представляет интерес, каким образом изменится тождество Кодацци для рассматриваемой оболочки вращения:

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{A_2}{R_2} \right) = \frac{1}{A_1^2} \frac{\partial A_1}{\partial z} ;$$

$$A_1 = \sqrt{1 + f'^2(z)} ;$$

$$\frac{\partial A_1}{\partial z} = \frac{1}{A_1} f''(z) f'(z).$$

Значит

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{A_2}{R_2} \right) \Rightarrow \frac{f''(z) f'(z)}{\left[1 + f'^2(z) \right]^{\frac{3}{2}}}.$$

Правая часть:

$$\frac{1}{R_1} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1} \Rightarrow \frac{f''(z) f'(z)}{\left[1 + f'^2(z) \right]^{\frac{3}{2}}}.$$

Второе соотношение обращается в нуль.

Уточним соотношения для вычисления параметров Ламе A_1 , A_2 , а также кривизн $\left(\frac{1}{R_1} \right)$ и $\left(\frac{1}{R_2} \right)$.

Проводя дальнейшие исследования, принимаем обязательным выполнение условия – $\zeta = \frac{\delta}{R} \ll 1$.

Параметр A_2 целесообразно представить как

$$\begin{aligned} A_2 &= R + \delta - \delta \left(\frac{2z}{1} - 1 \right)^2 = \\ &= (R + \delta) \left[1 - \frac{\delta}{R + \delta} \left(\frac{2z}{1} - 1 \right)^2 \right] = (R + \delta) [1 - \xi(z)], \end{aligned} \quad (23)$$

где

$$\xi(z) = \frac{\delta}{R + \delta} \left(\frac{2z}{1} - 1 \right)^2.$$

Легко установить, что функция $\xi(z) \leq 1$ при $\forall z \in [0, 1]$, то есть $0 \leq \xi(z) \ll 1$.

Параметр A_1 представим в виде

$$A_1 = \left[1 + f'^2(z) \right]^{\frac{1}{2}} = \left[1 + 16 \zeta (1 + \zeta) \eta^2 \xi(z) \right]^{\frac{1}{2}},$$

где $\eta = \frac{R}{1}$.

Окончательно значение параметра A_1 запишем так:

$$A_1 = \left[1 + 2\mu \xi(z) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (24)$$

где

$$\mu = 8 \zeta (1 + \zeta) \eta^2.$$

В дальнейшем считаем геометрию оболочки такой, для которой выполняется условие –

$$2\mu \ll 1. \quad (25)$$

Это условие имеет ту привлекательность, что содержит характерные геометрические параметры.

Принимая во внимание условие (25), полагаем, что

$$A_1 \cong 1 + \mu \xi(z) - \frac{1}{2} \mu^2 \xi^2(z). \quad (26)$$

Преобразуем соотношения для вычислений величин $\frac{1}{R_1}$ и $\frac{1}{R_2}$. Имеем:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_1} &= \frac{-\frac{8\delta}{l^2}}{\left[1 + 16 \left(\frac{\delta}{1} \right)^2 \left(\frac{2z}{1} - 1 \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} = \\ &= -\frac{\mu}{R + \delta} [1 + 2\mu \xi(z)]^{-\frac{3}{2}}. \end{aligned} \quad (27)$$

С учетом основного допущения (25), выражение (27) упрощается:

$$\frac{1}{R_1} \cong -\frac{1}{R} \frac{\mu}{1 + \zeta} \left[1 - \zeta \mu \xi(z) + \frac{15}{2} \mu^2 \xi^2(z) \right]. \quad (28)$$

Очевидно, что когда $\delta \rightarrow 0$, тогда и $\mu \rightarrow 0$, а, следовательно, и $\frac{1}{R_1} \rightarrow 0$.

Остается найти значение кривизны $1/R_2$. В соответствии с (22) имеем:

$$\frac{1}{R_2} = -\frac{1}{f(z) \left[1 + f'^2(z) \right]^{\frac{1}{2}}} = -\frac{1}{A_1 A_2}.$$

Принимая во внимание выражения (23) и (26), получаем:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_2} &= -\frac{1}{\left[1 + \mu \xi(z) \right] (R + \delta) [1 - \xi(z)]} = -\frac{1}{R + \delta} \times \\ &\times \left[1 + (1 - \mu) \xi(z) + (1 - \mu + \mu^2) \xi^2(z) + \dots \right]. \end{aligned} \quad (29)$$

Окончательно имеем:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_2} &\cong -\frac{1}{R(1 + \zeta)} \times \\ &\times \left[1 + (1 - \mu + \mu^2) \xi(z) + (1 - \mu)^2 \xi^2(z) + \dots \right]. \end{aligned}$$

Если $\delta \rightarrow 0$, $\xi \rightarrow 0$, $\mu \rightarrow 0$, из формулы (29) получаем

$$\frac{1}{R_2} \Rightarrow -\frac{1}{R},$$

что и должно иметь место.

Формулы (23), (26), (27) и (29) справедливы только при выполнении условия (25).

Проведем численную оценку возможной геометрии оболочки. Пусть $\zeta = \frac{\delta}{R} = 0,3$. Это достаточная выпуклость (или вогнутость) поверхности. Тогда:

$$2\mu = 16 \zeta (1 + \zeta) \eta^2 = 6,24 \eta^2, \eta = \frac{R}{1}.$$

Чтобы выполнялось условие (29) $2\mu \ll 1$, необходимо при значительной выпуклости (или вогнутости) брать сравнительно протяженные оболочки.

Пусть $\eta = 0,1$. Тогда

$$2\mu = 0,06 \Rightarrow \mu \cong 0,030.$$

$$\text{Если } \eta = 0,2 \Rightarrow \eta^2 = 0,04 \Rightarrow \mu \cong 0,125.$$

Последний случай наиболее неблагоприятный. Проанализируем для него численные значения коэффициентов в выражениях (23), (26), (27) и (29).

Прежде всего $\xi(z)$:

$$\xi(z) = \frac{\zeta}{1+\zeta} \left(\frac{2z}{1} - 1 \right).$$

Тогда максимальное значение $\xi(z)$ при $\forall z \in [0,1]$ и $\zeta = 0,3$ будет равно $-\frac{0,3}{1,3} = 0,23$.

Максимальное значение параметра A_1 :

$$A_1 \cong 1 + 0,125 \cdot 0,23 - \frac{1}{2} (0,125)^2 (0,23)^2 \cong 1 + 0,03.$$

Максимальное значение параметра A_2 :

$$A_2 = 1,3R(1 - 0,23).$$

Максимальное значение параметра $\frac{1}{R_1}$:

$$\cong \left(\frac{1}{R_1} \right)_{\max} \cong -\frac{1,25}{13R} (1 - 0,086).$$

Максимальное значение параметра $\frac{1}{R_2}$:

$$\left(\frac{1}{R_2} \right)_{\max} = -\frac{1}{1,3R} (1 + 0,205 + 0,04).$$

Таким образом, приведенные числовые расчеты дают право утверждать, что можно задать такие геометрические размеры оболочки, когда в параметрах A_1 , A_2 , $\frac{1}{R_1}$ и $\frac{1}{R_2}$, начиная с третьего слагаемого, можно пренебрегать остальными.

Рассмотрим оболочки вращения, у которых

$$\frac{4\delta}{1} \ll 1, R \ll 1. \quad (30)$$

Тогда, согласно формулам (23, 24, 26), будем рассматривать случай, когда постоянные Ламе определяются соотношениями –

$$A_1 = 1 + \mu \xi(z) - \frac{1}{2} \mu^2 \xi^2(z) = [1 + 2\mu \xi(z)]^{\frac{1}{2}}. \quad (31)$$

$$A_2 = (R + \delta)[1 - \xi(z)] = R(1 + \zeta)[1 - \xi(z)]. \quad (32)$$

Упростим уравнения движения оболочки. Для этого, воспользуемся допущениями, сформулированными выше. Кроме того, в уравнениях, после вычислений, появятся слагаемые, содержащие множители

$$\frac{\delta}{1}, \frac{\delta}{R}, \left(\frac{\delta}{1} \right)^2, \left(\frac{\delta}{R} \right)^2.$$

Присутствие последних двух, позволяет отбросить, ввиду малости, соответствующие слагаемые, так как

$$\frac{\delta}{1} \ll 1 \quad \text{и} \quad \frac{\delta}{R} \ll 1.$$

Таким образом, все уравнения придут к следующей структуре:

$$[\dots] + \frac{\delta}{1} [\dots] + \frac{\delta}{R} [\dots] = \text{внешнее возмущение} + \text{силы инерции}.$$

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Проведенные исследования подводят черту предварительным процедурам построения аналитической модели упругого взаимодействия оболочек вращения с акустическим излучением. Рамки анализа ограничены линейно-упругими явлениями.

Перспективными для изучения представляются вопросы рассеяния энергии и прогнозирования степени риска появления особенностей в эксплуатационном режиме изделий.

Литература

1. Заборов В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций / В.И. Заборов. – Минск: Главгорстрой. – М.: Стройиздат, 1961. – 279 с. – Библиогр.: С. 275-278.
2. Лямшев Л.М. Отражение звука тонкими пластинами и оболочками / Л.М. Лямшев. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. – 73 с.
3. Никольский В.Н. Звукоизоляция крупнопанельных зданий / В.Н. Никольский, В.И. Заборов. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1964. – 241 с.
4. Karachun V.V. Vibration of Porous Plates under the Action of Acoustic / V.V. Karachun // SOVIET APPLIED MECHANICS. – 1987. – Vol. 22, № 3. – P. 236-238.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле: пер. с англ. / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Карачун В.В. Двумерная задача упругого взаимодействия акустического излучения маршевых двигателей с плоскими элементами конструкции КА // Космічна наука і технологія, 1997. – Т. 3, № 5/6. – С. 92-97.
7. Шендеров Е.Л. Волновые задачи гидроакустики / Е.Л. Шендеров; ЛЭТИ. – Л.: Судостроение, 1972. – 352 с. – Библиогр.: С. 339-244.
8. Kennard E.N. The new Approach to Shell Theory circular Gyliner / E.N. Kennard / J. Appl. Mech. – 1953. – Vol. 20, № 1. – P. 39-41.

9. Мельник В.Н. Напряженно-деформированное состояние подвеса поплавкового гироскопа при акустическом нагружении / В.Н. Мельник // Пробл. прочности. – 2007. – № 1. – С. 39-54.

10. Мельник В.Н. Об особенностях динамики гироскопа с многофазным подвесом в акустических полях / В.Н. Мельник // Космічна наука і технологія, 2002. – Т. 8, № 4. – С. 49-53.

Поступила в редакцию 30.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Рыжков, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина.

РОЗРАХУНКОВІ МОДЕЛІ ФРАГМЕНТІВ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ ПРИ АКУСТИЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

В.В. Карачун, В.М. Мельник

Аналізуються оболонки спеціальної форми з довільно окресленою лінією меридіану. Згідно співвідношенням Гауса – Кодаци встановлюються значення сталих Ламе та радіусів кривизни, що дозволяє за ціма чотирма параметрами задати поверхню з точністю до положення її у просторі. Формуються умови, які обмежують обраний клас поверхонь. Визначаються значення геометричних розмірів, коли припустимі спрощення при обчисленні параметрів Ламе та кривизни. Матеріал вважається лінійно пружним, та підпорядкований закону Гука.

Ключові слова: оболонка, сталі Ламе, кривизни координатних ліній.

CURRENT MODEL AIRCRAFT ENGINE IN FRAGMENTS ACOUSTIC LOADING

V.V.Karachun, V.N.Mel'nick

The shells of nospread function are analysed with the arbitrarily outlined line of meridian. On the basis of correlations of Gausse – Kodacci is set values permanent Lama and radiuses curvatures, allowing on these four parameters to set a surface within position of it in space. Terms, limiting the chosen class of surfaces, are formulated. The values of geometrical sizes are set, when competent simplification at the calculation of parameters to Lama and curvatures. Material is accepted arcwise resilient, conformable the law of Hooke. The study of the phenomenon is limited to the resiliently-tense state of surface, to the offensive of the remaining phenomena

Key words: shell, permanent Lam curvature of coordinate lines.

Карачун Владимир Владимирович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой биотехники и инженерии Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: karachun1@gala.net.

Мельник Виктория Николаевна – д-р техн. наук, доцент, проф. кафедры биотехники и инженерии Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: karachun1@gala.net.

УДК 629.7.036:539.4

А.Н. МИХАЙЛЕНКО, Т.И. ПРИБОРА

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

ПРОВЕДЕНИЕ ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ НА ПОЛНОРАЗМЕРНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Рассмотрены особенности организации тензометрирования ответственных деталей роторов компрессоров ГТД. Место расположения токосъемника определяет конструкцию токосъемника. Отсутствие возможности расположения токосъемника во входной, холодной части двигателя вынуждает к установке последнего в горячей выхлопной зоне двигателя. Это, в свою очередь, диктует жесткие требования по обеспечению надежной работы токосъемника. В ходе проводимых исследований получаем тензограммы с работающих тензорезисторов, наклеенных на роторных деталях, требующих практической прочностной оценки.

Ключевые слова: ресурс, напряжение, статический анализ, тензометрирование, датчик, токосъемник, электрический сигнал, расход воздуха, охлаждение, тензодатчик.

Введение

При создании двигателя в соответствии с требованиями НЛГС должны быть достигнуты необходимые прочностные показатели для обеспечения требуемого ресурса. Современное проектирование осуществляется с применением расчетных комплексов высшей категории. На математических моделях основных деталей двигателя происходит определение уровня напряжений в местах концентрации (галтели, отверстия, замковые соединения дисков с лопатками, шлицы и т.д.). Для подтверждения достоверности модели необходимо проводить верификацию математических моделей.

Формулирование проблемы

Возможности статического прочностного анализа программы ANSYS используются для определения перемещений, напряжений, деформаций и усилий, которые возникают в конструкции или ее составных частях в результате приложения механических сил. Статический анализ пригоден для задач, в которых действие сил инерции или процессы рассеяния энергии не оказывают существенного влияния на поведение конструкции. Такой тип анализа используется для определения концентрации напряжений в галтелях конструктивных элементов или для расчета температурных напряжений.

Статический анализ в программе ANSYS может включать такие нелинейности, как пластичность и ползучесть материала, большие прогибы, большие деформации и контактное взаимодействие.

Прочностной динамический анализ используется для определения действия на конструкцию или

ее составные части нагрузок, зависящих от времени. В отличие от статических расчетов в этом типе анализа принимается во внимание рассеяние энергии и инерционные эффекты переменных во времени нагрузок. Примерами таких нагрузок являются:

- циклические нагрузки;
- внезапно прикладываемые нагрузки;
- случайные нагрузки;
- любые другие переменные нагрузки, возникающие при эксплуатации.

Для подтверждения полученных расчетных прочностных характеристик возникает необходимость в проведении тензометрирования основных деталей ГТД, при различных предельно допустимых условиях эксплуатации.

Решение проблемы

На стадии проектирования и доводки двигателя применяется расчетный комплекс, позволяющий на математических моделях определять напряженно-деформированное состояние основных деталей (валов, дисков, проставок, лабиринтов и т.д.). Математическая модель создается с определенной степенью достоверности, максимально учитываются все нагружающие факторы.

С целью подтверждения результатов МКЭ основных деталей существует необходимость в экспериментальном определении уровня напряжений в конкретных местах деталей.

Существующие типы датчиков, способ их наклейки, существующие технологии обеспечения длительной работы датчиков, защиты проводов обеспечивают определение фактического уровня напряжений в детали.

Токосъемники предназначены для съема электрических сигналов с датчиков, расположенных на роторных деталях при стендовых или летных испытаниях авиационных двигателей. Токосъемник включает в себя узел привода, который обеспечивает механическую и электрическую связь с исследуемым объектом и набор последовательно соединенных электроконтактных узлов для передачи сигналов от тензометров на регистратор параметров.

Организация тензометрирования ставит вопрос о месте расположения токосъемника. Токосъемники работают в диапазоне температур от -20 до $+80$ °С. Расположение токосъемника в «холодной» части двигателя наиболее приемлемое. Нормальным условием эксплуатации токосъемника является скорость вибрации не более 40 мм/с в диапазоне до 50000 об/мин. При частоте вращения выше 5000 об/мин или температуре среды выше $+80$ °С токосъемники должны быть снабжены устройством, обеспечивающим предохранение контактных камер и головки привода от перегрева. Кратковременное повышение скорости вибраций до 60 мм/с в диапазоне до 50000 об/мин не должно выводить токосъемник из строя и влиять на точность измерения.

У ряда двигателей на входе установлены разнообразные агрегаты, редукторы, то есть установка токосъемника на входе в двигатель (в «холодной» части двигателя) исключается из-за конструктивных особенностей. Этим обстоятельством диктуется необходимость установки токосъемника в горячей час-

ти двигателя, на месте выхлопного устройства, в струе выхлопных газов. Температура выхлопных газов для отдельных двигателей может достигать на номинальном режиме величин 720...750 °С, максимальный заброс на запуске может составлять 850...880 °С

Для обеспечения работоспособности токосъемника находящегося в потоке выхлопных газов необходимо обеспечить организацию охлаждения деталей токосъемника. Для решения проблемы применяется двухступенчатая система охлаждения: воздушно – водяная с подачей воздуха и воды от стендовых систем.

На рис. 1 приведена схема организации охлаждения токосъемника, установленного на выходе из двигателя.

Температура воздуха, охлаждающего корпус токосъемника не должна превышать 90 град, так как вода, подаваемая для охлаждения внутреннего корпуса не должна закипеть.

Для контроля фактической величины температуры у головки токосъемника на корпусе токосъемника установлена термopapa.

Воздух, подаваемый от стендовой системы через штуцер в выхлопном конусе, охлаждает корпус токосъемника, проходит в стойки, через которые проходят трубы подвода и отвода воды для охлаждения внутреннего контура токосъемника, стойку для вывода проводов к регистратору, а также выхлопной конус.

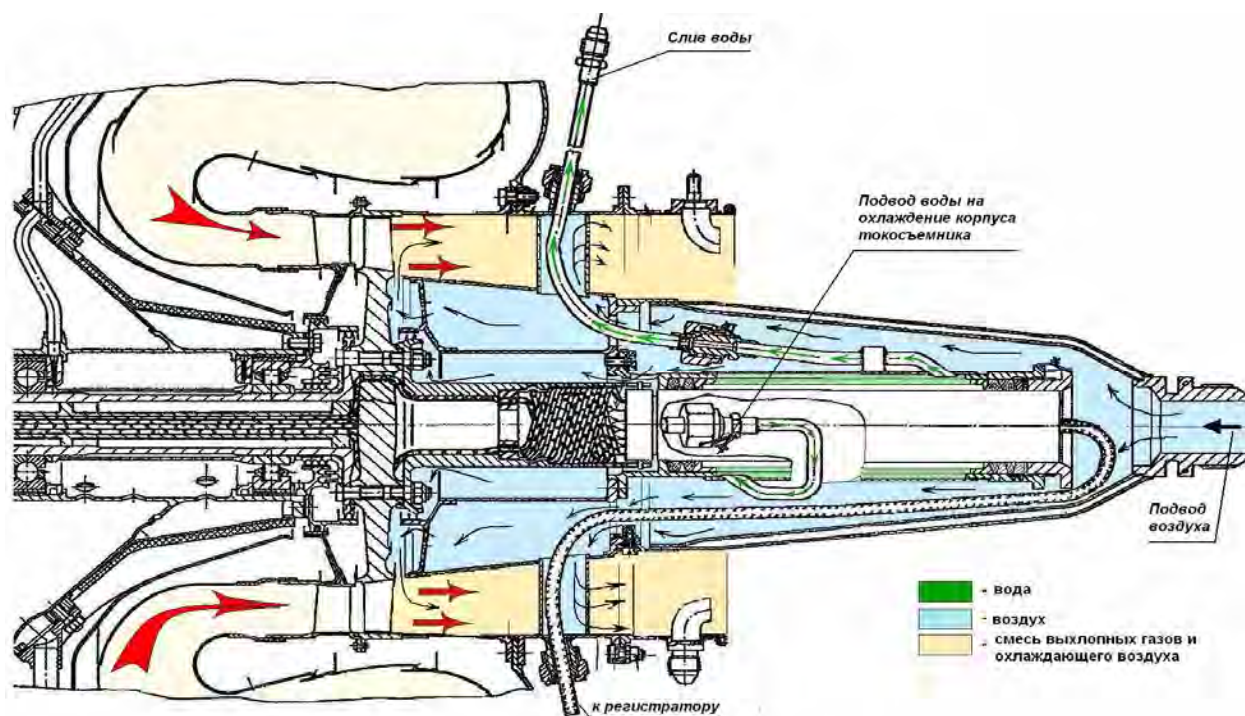


Рис. 1. Схема организации охлаждения токосъемника

Расход воздуха, подаваемого на охлаждение зависит от удельной массы проходящей воздушной смеси, температуры воздушной смеси, площади проходного сечения и осевой скорости потока. Чем больше расход воздуха, тем более эффективнее охлаждение.

Подвод воды осуществляется через трубопроводы, проходящие через стойки выхлопного устройства двигателя. Вода подводится в нижней части корпуса токосъемника и откачивается сверху. Направление движения охлаждающей воды показано зелеными стрелками.

В ходе выполнения тензометрирования на работающем двигателе, осуществляется контроль температуры головки токосъемника, контролируется уровень давления воды и воздуха, температура воды и воздуха, подаваемых на охлаждение токосъемника. В процессе работы двигателя при выполнении цикла по тензометрированию производится запись показаний тензодатчиков. При этом осуществляется контроль за вибросостоянием двигателя и корпуса токосъемника.

Выводы

В ходе проводимых исследований получаем тензограммы с работающих тензорезисторов, наклеенных на роторных деталях, требующих практической прочностной оценки. Определяется характер и уровень динамических напряжений. Достоверность эксперимента обеспечивается точностью сигналов. Полученные результаты сравниваются с расчетными, при необходимости производится коррекция конструкции.

Таким образом, проведенные расчеты комплексом МКЭ проходят тестирование результатами специальных испытаний на полноразмерном двигателе с максимальным приближением к реальным условиям.

Литература

1. Леонтьев М.К. Тензометрирование в авиационных газотурбинных двигателях / М.К. Леонтьев. – М.: МАИ, 2001. – 36 с.
2. Moraal P. Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications / P. Moraal, I. Koltmanovsky // SAE Technical Paper Series. – 1999. – № 1999-01-0908.

Поступила в редакцию 30.04.2011

Рецензент: канд. техн. наук, проф. кафедры Ю.А. Гусев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ПРОВЕДЕННЯ ТЕНЗОМЕТРУВАННЯ НА ПОВНОРОЗМІРНОМУ ДВИГУНІ

О.М. Михайленко, Т.І. Прибора

Розглянуто особливості організації тензометрування відповідальних деталей роторів компресора ГТД. Місце розміщення струмознімача визначає конструкцію струмознімача. Відсутність можливості розміщення струмознімача у вхідній, холодній частині двигуна примушує до встановлення останнього у горячий вихлопний зоні двигуна. Це, у свою чергу, диктує жорсткі вимоги щодо забезпечення надійної роботи струмознімача. В ході досліджень, що проводяться, отримані тензограми з працюючих тензорезисторів, наклеєних на роторних деталях, що вимагають практичної прочнісної оцінки.

Ключові слова: ресурс, напруження, статичний аналіз, тензометрування, давач, струмознімач, електричний сигнал, витрата повітря, охолодження, тензодавач.

STRAIN GAUGING APPLIED TO FULL-SIZE ENGINE

A.N. Mikhailenko, T.I. Pribora

Under consideration are peculiarities of providing a strain gauging for critical parts of GTE compressor rotors. Location of a current-collecting device defines its design. Unavailability to place the current-collecting device in the engine inlet, cold section urges the latter to be fitted in the hot exhaust area of the engine. This, in its turn, dictates strong requirements to assuring a reliable cooling of the current-collecting device parts. During the conducted researches get resistive-strain from workings resistive-strain sensor, glued on rotor details, requiring a practical strengthening estimation.

Key words: resource, stress, the static analysis, the sensor, a slip ring, an electrical signal, an air flow, cooling, the strain gauge.

Михайленко Александр Николаевич – заместитель Главного конструктора, ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина. e-mail: a.mikhailenko@ivchenko-progress.com.

Прибора Татьяна Ивановна – инженер-конструктор 1 категории, ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: somovatat@gmail.com.

УДК 629.3.062.3

А.В. МАСЛОВСКИЙ, М.Г. БАКУЛИН**ООО «Радарные технологии – 2Т», Москва, Россия****МИКРОВОЛНОВЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ.
ПРИНЦИПЫ, ВОЗМОЖНОСТИ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ**

Рассмотрены принципы построения микроволновых систем измерения радиальных зазоров в газотурбинных двигателях и возможности использования микроволновых измерений для решения других практических задач. Описываются основные факторы, влияющие на характеристики микроволновых измерений и преимущества микроволновых систем перед другими системами измерения радиальных зазоров. Приведены результаты измерений с применением микроволновой системы при проведении стендовых испытаний авиационного газотурбинного двигателя. На основе анализа результатов стендовых и лабораторных испытаний определяется основная область применения микроволновых измерительных систем.

Ключевые слова: микроволновый датчик, радиальный зазор, роторные лопатки, турбина высокого давления, компрессор высокого давления.

Введение

В процессе работы роторной машины различные элементы газовоздушного тракта под воздействием температуры в разной степени изменяют свои линейные размеры, что приводит к изменению зазора между роторными лопатками и корпусом газотурбинного двигателя. При маневрировании самолета на элементы двигателя воздействуют различные силы, которые также могут привести к изменению радиальных зазоров. Актуальность проблемы измерения и управления радиальными зазорами подтверждается большим списком работ приведенных в обзоре [1].

Для целей измерения радиальных зазоров наибольшее применение находят бесконтактные методы измерения, использующие разного рода физические явления. Среди них можно выделить: токовых-ревые (вихретоковые), емкостные, оптические и микроволновые. В токовых-ревых датчиках используется явление электромагнитной индукции. Емкостные датчики относятся к датчикам параметрического типа, в которых изменение зазора вызывает изменение емкостного сопротивления датчика. Оптические датчики основаны на измерении величины просвета между торцами лопаток и корпусом на видеоизображении. Микроволновые датчики используют принцип отражения (переизлучения) электромагнитной волны, излучаемой передающей антенной, от торца лопатки в сторону приемной, и измерении фазового набега этой волны.

Все эти бесконтактные методы могут использоваться для измерения радиальных зазоров, и каждый из них имеет свои преимущества и недостатки,

определяющие область их применения. Основным критерием определяющим преимущества того или иного датчика является точность измерений в условиях функционирования ГТД, а они являются весьма тяжелыми, особенно, на турбине высокого давления (температура 1700 °С и выше, давление 20 атм. и выше). В этой ситуации наиболее привлекательными становятся микроволновые датчики и, в связи с этим, в западных странах микроволновый метод измерения радиальных зазоров рассматривается как один из основных при использовании на турбинах высокого давления в условиях воздействия высоких температур [2].

В известных в настоящее время микроволновых системах применяются либо коаксиальные, либо волноводные антенные системы. Коаксиальные антенны имеют ограничение рабочего диапазона сверху и поэтому работают в более низком радиочастотном диапазоне. Это с одной стороны удешевляет производство таких систем, но с другой стороны ухудшает их чувствительность и, следовательно, точность измерения. Недостатком коаксиальных линий является сложность качественной изоляции центрального проводника для условий воздействия высоких температур, сложность отвода тепла от центрального проводника, относительно высокое затухание сигнала на высоких частотах, изменение диэлектрической проницаемости при высоких температурах. Преимуществом коаксиальных систем является возможность их установки в отверстиях диаметром 6...8 мм.

Волноводные антенные системы представляют собой полые металлические трубки прямоугольного

или круглого сечения и поэтому условия их применения ограничиваются только свойствами материала, из которого они изготавливаются. Рабочая температура при этом может достигать 2000 °С. Для обеспечения монтажа волноводной антенной системы в отверстие диаметром 10...16 мм приходится использовать сигналы с более высокой несущей частотой, что обеспечивает более высокую чувствительность к изменениям геометрических параметров проточной части ГТД.

Приведенные ниже результаты экспериментальных измерений получены с использованием волноводных антенных систем.

1. Принцип действия и особенности микроволновой системы измерения зазоров

Микроволновый метод измерения радиальных зазоров (РЗ) представляет собой адаптированный к условиям газотурбинного двигателя фазовый метод измерения расстояний с использованием электромагнитных СВЧ колебаний [3]. Он заключается в том, что расстояние l , пройденное до отражающего объекта, определяют через измерение разности фаз $\Delta\varphi$ излучаемого и принятого сигналов:

$$\Delta\varphi = 4\pi l / \lambda,$$

где l – измеряемое расстояние; λ – длина волны СВЧ колебания.

Измерение разности фаз осуществляют, как правило, с помощью квадратурного фазового детектора, имеющего периодическую зависимость выходного сигнала от разности фаз сигналов на его входах, например:

$$S_i(t) = A_r(t) \cos(\varphi_r(t) - \varphi_t(t));$$

$$S_q(t) = A_r(t) \sin(\varphi_r(t) - \varphi_t(t)),$$

где $S_i(t), S_q(t)$ – синфазная и квадратурная составляющие сигнала; $A_r(t)$ – текущая амплитуда принимаемого сигнала; $\varphi_r(t), \varphi_t(t)$ – текущие фазы принятого и излученного сигналов.

По отсчетам квадратурных сигналов может быть вычислена текущая разность фаз, которая потом пересчитывается в измеряемое расстояние. Точность измерения фазы в микроволновой системе определяется стабильностью излучаемых колебаний, шумами тракта обработки и теоретически позволяет измерять расстояние с точностью до тысячных долей миллиметра, что подтверждается испытаниями датчика, разработанного ООО «Радарные технологии – 2Т», в лабораторных условиях при проведении метрологической оценки.

Описанные принципы хорошо реализуются и теоретически обосновываются при выполнении ус-

ловия, что объект находится в открытом пространстве в дальней зоне, когда расстояние до него существенно больше длины волны. В этом случае направленные свойства излучаемого и отраженного сигналов могут быть описаны диаграммами направленности, а сами объекты можно описать, как точечные источники. В случае измерения расстояния до торца лопатки внутри ГТД, условия дальней зоны не выполняются, и алгоритм измерения, хоть и основан на измерении разности фаз, но приобретает некоторые особенности.

На рис. 1 приведено схематическое изображение процесса облучения элементов ГТД сигналом микроволнового датчика.

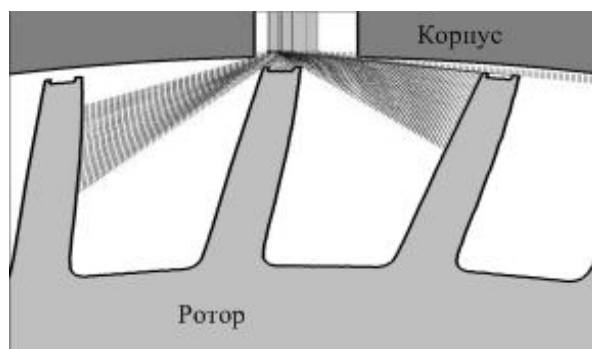


Рис. 1. Облучение элементов проточной части ГТД

Из данного рисунка видно, что облучается не только торец лопатки, но и другие. Поэтому принимаемый сигнал является суперпозицией разных отраженных сигналов. Это влияет на точность измерения и требует использования более сложных алгоритмов обработки.

Практическая точность измерения фазы, реализуемая на работающем ГТД, значительно ниже инструментальной точности, достигаемой в лабораторных условиях. Основными факторами, влияющими на точность измерения радиальных зазоров, являются:

- соотношение размеров роторной лопатки и сечения антенны;
- наличие отражений не только от торца лопатки, но также от различных статичных элементов двигателя и тракта передачи электромагнитных колебаний;
- сложная форма поверхности торцов роторных лопаток;
- наличие осевого смещения ротора двигателя;
- загрязнение поверхности антенны продуктами сгорания;
- нестабильность линий передачи сигналов;
- наличие прямого прохождения сигнала передатчика в приемный тракт;
- воздействие на измерительную аппаратуру высокой температуры, давления и вибрации.

2. Методы борьбы с факторами, влияющими на точность измерений

Рассмотрим более подробно способы уменьшения влияния мешающих факторов на точность измерений в микроволновых системах. Они подразделяются на конструктивные и алгоритмические.

Одним из перечисленных факторов является наличие мешающих отражений. Из рис. 1 видно, что область видимости других элементов минимальна, когда лопатка находится, непосредственно, перед антенной, причем, чем меньше раскрыв антенны, тем меньше область видимости посторонних предметов. Уменьшить раскрыв антенны позволяет применение волноводных датчиков прямоугольного сечения с малым значением меньшей стороны. Фактически этот параметр и будет определять минимальное значение сечения торца лопатки, при котором использование микроволновых систем измерения зазоров является оправданным.

Уменьшить влияние температуры и давления позволяет использование полностью металлической конструкции антенны и построение системы с идентичным опорным каналом [4].

Уменьшение влияния остальных факторов достигается комплексной обработкой сигналов, включающей в себя:

1. Следящий спектральный анализ, позволяющий с высокой точностью измерить любые изменения частоты вращения ротора, осуществить высокоточную 'нарезку' сигнала на лопаточные периоды и определить оптимальные моменты взятия отсчетов.

2. Анализ, основанный на построении и преобразовании фазового портрета сигнала, позволяющий отрезок лопаточного периода сигнала разбить на характерные участки и анализировать их по отдельности. Такая обработка не только снижает влияние смещения сигнала, вызванного отражениями от статических объектов и прямого прохождения сигнала из передатчика в приемник, но и обеспечивает получение дополнительной информации об изменении геометрических размеров объектов (удлинение лопатки, расстояние до ротора и т.п.).

Следует отметить, что фактор влияния отражений от других элементов ГТД является следствием высокой чувствительности микроволновых систем. В некоторых случаях наблюдаются отражения не только от элементов ступени, в которой производятся измерения, но и от элементов соседних ступеней. Так, например, при стендовых измерениях на компрессоре высокого давления ГТД наблюдались сигналы от роторных лопаток соседних ступеней, которые характеризуются наличием специфических спектральных составляющих, которые могут быть выделены при использовании следящего спектраль-

ного анализа. Изменение уровня этих составляющих косвенно характеризует осевое смещение рабочего колеса.

С учетом воздействия перечисленных факторов и методов борьбы с ними была спроектирована и изготовлена микроволновая система для измерения радиальных зазоров турбины высокого давления авиационного двигателя.

3. Результаты натурных изменений радиальных зазоров

В микроволновой системе измерения радиальных зазоров, разработанной ООО «Радарные технологии» используется волноводная антенная система с рабочей частотой 34,4 ГГц, что позволяет при диаметре отверстия в корпусе ГТД 10...16 мм использовать устойчивую к воздействию высоких температур волноводную многоэлементную антенную систему и применить опорный канал для компенсации воздействия температуры и вибрации.

Данная микроволновая система обеспечивает измерение средних по рабочему колесу радиальных зазоров в диапазоне 0...3 мм с разрешением до 0,01 мм во всем диапазоне частот вращения ротора и индивидуальных зазоров по каждой лопатке с точностью 0,05 мм. Она может использоваться как на турбине, так и на компрессоре, высокого и низкого давления для измерения зазоров для лопаток с толщиной сечения не менее 0,5 мм и длиной лопаток не менее 15 мм.

В качестве примера возможностей аппаратуры приведены результаты измерений радиальных зазоров в турбине высокого давления, выполненные при стендовых испытаниях газогенератора авиационного ГТД. На рис. 2 приведен график частоты вращения при имитации полетного цикла и графики изменения радиальных зазоров по каждой лопатке.

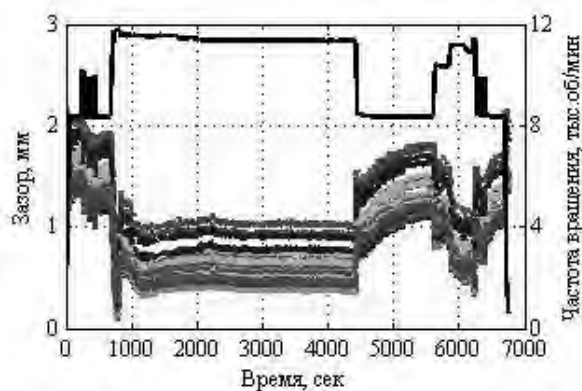


Рис. 2. Радиальные зазоры, измеренные на ТВД при стендовых испытаниях газогенератора ГТД

Три лопатки для точной идентификации были укорочены. Их кривые хорошо выделяются на дан-

ном графике. Из приведенных результатов измерений, видно, что величина зазора изменяется по сложному закону в процессе работы ГТД.

На рис. 3 представлен фрагмент изменения среднего значения зазора по всем лопаткам на фоне кратковременного повышения частоты вращения ротора (имитация руления на взлетно-посадочной полосе). Здесь хорошо видно, что кратковременное увеличение частоты вращения ротора (сплошная линия) вызывает такое же кратковременное уменьшение величины среднего зазора на 0,18 мм (пунктирная линия). Это уменьшение вызвано быстрым прогревом и удлинением пера лопатки. Медленное уменьшение среднего зазора вызвано прогревом ротора в режиме 'малого газа'.

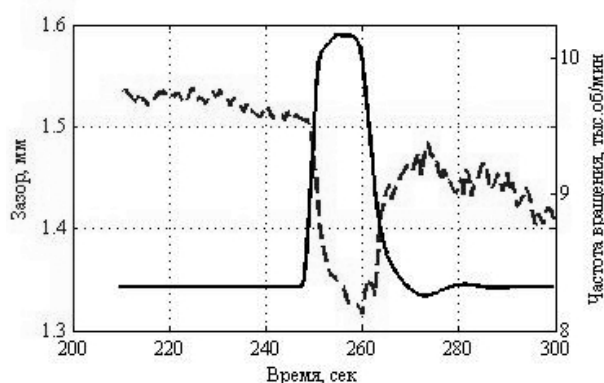


Рис. 3. Изменение среднего значения радиального зазора при кратковременном повышении частоты вращения ротора

Другой пример практического использования микроволновой системы иллюстрирует рис. 4, на котором приведены результаты измерения радиальных зазоров на нескольких запусках при разных режимах: два 'холодных' запуска, один 'горячий' и один промежуточный вариант, с паузой между остановкой и новым запуском двигателя 2 часа.

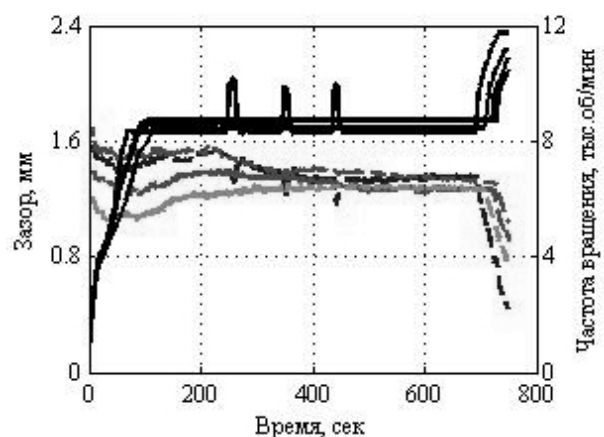


Рис. 4. Средние значения радиальных зазоров и графики частоты вращения для разных условий запуска двигателя

Из приведенных графиков видно, что независимо от условий запуска по истечении 10 минут зазоры стабилизируются и приводятся к одному значению.

Новые возможности микроволновых систем измерения иллюстрируются графиками на рис. 5 и рис. 6, полученные при измерении на КВД при проведении стендовых испытаний газогенератора. На рис. 5 приведены временные зависимости частоты вращения, среднего зазора и удлинения лопатки, полученные при снятии дроссельной характеристики с применением обработки фазового портрета сигнала.

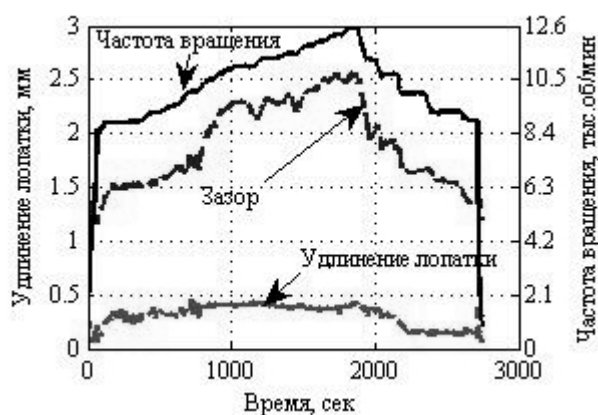


Рис. 5. Результаты стендовых испытаний при измерениях на КВД газогенератора (частота вращения, зазор и удлинение лопатки)

На рис. 6 приведены временные зависимости частоты вращения (сплошная линия) и среднего значения предполагаемого признака (пунктирная линия), характеризующего осевое смещение рабочего колеса, полученные при измерении на КВД во время стендовых испытаний газогенератора. Сплошная серая линия – это мгновенное значение признака.

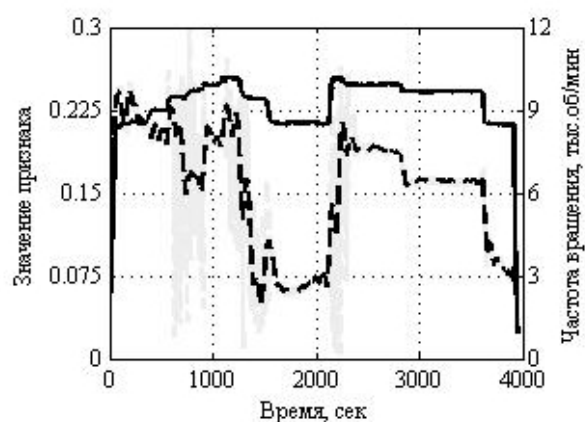


Рис. 6. Зависимости частоты вращения и признака осевого смещения по результатам стендовых испытаний при измерениях на КВД газогенератора

Заключение

Микроволновые системы обеспечивают измерение в реальном масштабе времени радиальных зазоров компрессоров и турбин авиационных двигателей по каждой лопатке во всем диапазоне частот вращения роторов при воздействии высоких температур и вибраций.

Проведенные стендовые измерения продемонстрировали возможность измерения радиальных зазоров при воздействии высоких температур с точностью 0,05 мм и разрешением не хуже 0,01 мм.

Поскольку микроволновые системы обладают гораздо большей дальностью действия по сравнению с емкостными и токовихревыми системами они способны помимо измерения радиальных зазоров обеспечить получение дополнительной информации об изменении линейных размеров элементов проточной части.

Экспериментальные результаты подтверждают возможность применения микроволновых систем для одновременного измерения радиальных зазоров, осевого смещения ротора и удлинения рабочих лопаток.

Литература

1. Боровик С.Ю. Активное регулирование радиальных зазоров в проточной части ГТД (Обзор зарубежных публикаций) / С.Ю. Боровик, Ю.Н. Секисов, В.П. Данильченко // Газотурбинные технологии. – Февраль-март, 2011. – № 2. – С. 12-19.
2. More Intelligent Gas Turbine Engines, RTO technical report TR-AVT-128, published April 2009.
3. Справочник по радиолокации / Под ред. М. Скольника. – М.: Сов. радио, 1976. – Т. 1. – 455 с.
4. Патент России Способ и устройство для измерения зазоров (варианты) / Масловский А.В. – № 2307999 от 10.10.2007.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук И.В. Егоров, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия.

МІКРОХВИЛЬОВІ ВИМІРЮВАННЯ В ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ. ПРИНЦИПИ, МОЖЛИВОСТІ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ

О.В. Масловський, М.Г. Бакулін

Розглянуто принципи побудови мікрохвильових систем вимірювання радіальних зазорів в газотурбінних двигунах і можливості використання мікрохвильових вимірювань для вирішення інших практичних завдань. Описуються основні фактори, що впливають на характеристики мікрохвильових вимірювань і переваги мікрохвильових систем перед іншими системами вимірювання радіальних зазорів. Наведено результати вимірювань із застосуванням мікрохвильової системи при проведенні стендових випробувань авіаційного газотурбінного двигуна. На основі аналізу результатів стендових і лабораторних випробувань визначається основна область застосування мікрохвильових вимірювальних систем.

Ключові слова: мікрохвильовий датчик, радіальний зазор, роторні лопатки, турбіна високого тиску.

MICROWAVE MEASUREMENTS IN GAS TURBINE ENGINES. PRINCIPLES, POSSIBILITY AND SCOPE

A. V. Maslovskiy, M. G. Bakulin

The principles of construction of the microwave system for measuring the radial clearances in gas turbine engines and the possibility of using microwave measurements to solve other problems practically. Describes the main factors influencing the characteristics of microwave measurements and the advantages of microwave systems to other systems of measurement of the radial clearance. The results of measurements using a microwave system for bench testing of aircraft turbine engine. Based on the analysis of the results of bench and laboratory tests determined the main area of application of microwave measurement systems.

Key words: microwave sensor, tip clearance, rotor blades, high pressure turbine.

Масловский Александр Владимирович – канд. техн. наук, Генеральный директор, ООО «Радарные технологии -2Т», Москва, РФ, e-mail: maslovskiy@2tgroup.com.

Бакулин Михаил Германович – канд. техн. наук, начальник отдела информационных технологий, ООО «Радарные технологии -2Т», Москва, РФ, e-mail: bakulin@infoset.ru.

УДК 621.432

В.А. ЖУКОВ

*Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
имени П.А. Соловьева, Тутаевский филиал, Тутаев, Россия*

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВС

Статья посвящена оценке перспектив использования высокотемпературного охлаждения комбинированных двигателей с целью повышения их энергетической эффективности. Исследования влияния температурного уровня системы охлаждения проведены для двигателя семейства ЯМЗ-840. Результаты исследований свидетельствуют о возможности повышения экономичности ДВС путем перехода на высокотемпературное охлаждение и предпочтительные области использования высокотемпературного охлаждения. Предложены направления конструктивных модернизаций двигателя, обеспечивающих эффективность и надежность высокотемпературного охлаждения.

Ключевые слова: система охлаждения, температурный уровень, показатели энергетической эффективности, давление в системе, модернизация двигателя.

Введение

Системы охлаждения современных и перспективных форсированных поршневых и комбинированных двигателей должны обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние деталей и узлов. Оптимальным следует считать такой температурный уровень, при котором материалы деталей сохраняют свои прочностные свойства, моторные масла сохраняют высокую смазывающую и несущую способность, а потери теплоты через систему охлаждения минимальны.

Известно, что на работе двигателя отрицательно сказывается как недостаточное, так и излишнее охлаждение. Перегрев двигателя вызывает ухудшение наполнения цилиндров воздушным зарядом, неполное сгорание топлива и его повышенный расход, нарушение условий жидкостного трения, возникновение повышенных износов и задиров трущихся поверхностей в узлах трения, повышенный расход масла на угар, снижение прочностных свойств материалов и появление термоусталостных разрушений. Переохлаждение двигателя приводит к чрезмерному повышению вязкости масла и, в следствие этого, к возрастанию механических потерь, снижению эффективного КПД двигателя, а также к ухудшению смесеобразования и воспламенения, переносу процесса сгорания на линию расширения и повышенным расходам топлива.

Удельное количество теплоты, отводимое от двигателя системой охлаждения, составляет на номинальных режимах работы от 12 до 35 %, а с переходом на долевые нагрузки эти потери еще более

возрастают. Очевидно, что для повышения эффективности двигателей тепловые потери, в том числе, и через систему охлаждения необходимо сокращать.

В перспективных системах охлаждения сокращение тепловых потерь осуществляется за счет повышения температуры охлаждающей жидкости.

Статистические данные по развитию и совершенствованию поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) свидетельствуют о непрерывном повышении температурного уровня жидкостных систем охлаждения. Если в 60-е годы температура воды на выходе из двигателя рекомендовалась 50...55 °С, то позднее этот уровень поднялся до 60...65 °С, а когда в дизелях стали использовать сернистые топлива появились рекомендации повысить температуру воды до 70...75 °С. В современных двигателях рекомендуются еще более высокие температуры – 75...85 °С, а перспективными считаются высокотемпературные системы охлаждения (ВТО), в которых температура охлаждающей жидкости превышает 100 °С [1, 2].

Поддержание столь высоких температур стало возможным благодаря эффективным мерам по интенсификации охлаждения деталей цилиндропоршневой группы, приближению охлаждающей жидкости к тепловоспринимающим поверхностям, применению более высококачественных моторных масел.

1. Постановка задачи

В настоящее время системы ВТО приобретают широкое распространение, а различные конструктивные особенности и условия их эксплуатации позво-

ляют разделить их на две группы. Первая – с парообразованием внутри полостей охлаждения. В условиях кипения коэффициент теплоотдачи существенно возрастает. В связи с этим оптимальной температурой систем ВТО данного типа следует считать такую, при которой наступает развитое поверхностное кипение. Вторая группа – системы без парообразования внутри полостей охлаждения, т.е. системы охлаждения с последующим парообразованием. Системы охлаждения с последующим парообразованием предусматривает охлаждение ДВС охлаждающей жидкостью с температурой выше 100 °С за счет повышения давления, создаваемого циркуляционным насосом или дополнительными элементами системы.

Однако влияние повышения температурного уровня системы охлаждения на показатели рабочего процесса ДВС и состояние его деталей носит не однозначный характер, что требует проведения исследований для установления оптимального уровня повышения температуры охлаждающей жидкости, определения предпочтительных областей применения ВТО и разработки конструкций, позволяющих его реализовывать.

2. Содержание исследований и полученные результаты

Для решения поставленных задач необходимо рассмотреть особенности теплообмена в полостях охлаждения и влияние изменений интенсивности теплоотвода при переходе на высокотемпературное охлаждение на показатели рабочего процесса ДВС.

Теплоотдача от стенок гильзы и крышки цилиндров к ОЖ характеризуется сложными процессами тепломассообмена, наличием локальных зон пристеночного слоя жидкости, где изменяется ее агрегатное состояние при вынужденном течении и вибрации теплоотдающей поверхности. Вследствие этого в полостях охлаждения имеют место три режима теплоотдачи [4]:

- конвективный теплообмен без фазовых переходов жидкости, интенсивность которого в значительной мере определяется относительной скоростью потока, формой канала и характеристиками теплоносителя (I);
- теплообмен в присутствии пристеночного кипения (II);
- теплообмен при кипении в объеме (III).

Характер теплообмена определяется плотностью тепловых потоков, температурами теплоотдающей поверхности и охлаждающей жидкости.

При увеличении температуры охлаждающей жидкости до 90...95 °С наблюдается линейный рост температуры стенок и коэффициента теплоотдачи, температура жидкости в пристенном пограничном

слое при этом не превышает температуры насыщения t_s . При дальнейшем повышении температуры охлаждающей жидкости температура в пограничном слое превышает температуру t_s , что приводит к появлению заторможенного кипения и более интенсивному повышению коэффициента теплоотдачи.

Переход заторможенного кипения в развитое пузырьковое обеспечивает резкий рост коэффициента теплоотдачи от стенки в охлаждающую жидкость. Следствием этого является некоторое замедление роста температуры стенки с повышением температуры охлаждающей жидкости. Первоначально поверхностное кипение возникает на отдельных наиболее нагретых участках поверхностей деталей, а затем по мере возрастания температуры охлаждающей жидкости и степени форсирования двигателя оно может распространиться на всю охлаждаемую поверхность. Локальное увеличение интенсивности теплоотвода приводит к искажению температурного поля детали, это необходимо учитывать при анализе ее теплового и напряженного состояния.

Температурный уровень, соответствующий переходу от режима конвективного теплообмена к режиму теплообмена при пузырьковом кипении может регулироваться путем изменения гидростатического давления в системе охлаждения. Повышение давления в системе затрудняет образование паровых пузырьков на охлаждаемой поверхности и увеличивает температурный интервал конвективного теплообмена. Зависимость температуры насыщения от гидростатического давления определяется по формуле

$$t_s \approx 315 \cdot p^{0,286}. \quad (1)$$

Экспериментальные исследования [5] позволили получить зависимости коэффициента теплоотдачи и температуры охлаждающей жидкости от давления в системе охлаждения. При прочих равных условиях повышение давления приводит к снижению коэффициента теплоотдачи.

Это объясняется тем, что с ростом давления увеличивается температура насыщения, и режим поверхностного кипения наступает при больших значениях температуры теплоотдающей поверхности. Эксперименты позволили установить качественные зависимости для коэффициентов теплоотдачи в охлаждающую жидкость [6]

$$\alpha \approx \frac{p}{p_0}; \quad (2)$$

$$\alpha \approx \Delta t_s^{-0,85}. \quad (3)$$

Снижение коэффициента теплоотдачи и повышение температур наружных поверхностей стенок цилиндра приводит к росту температур внутренних поверхностей деталей и осредненной за цикл температуры рабочего тела (рис. 1).

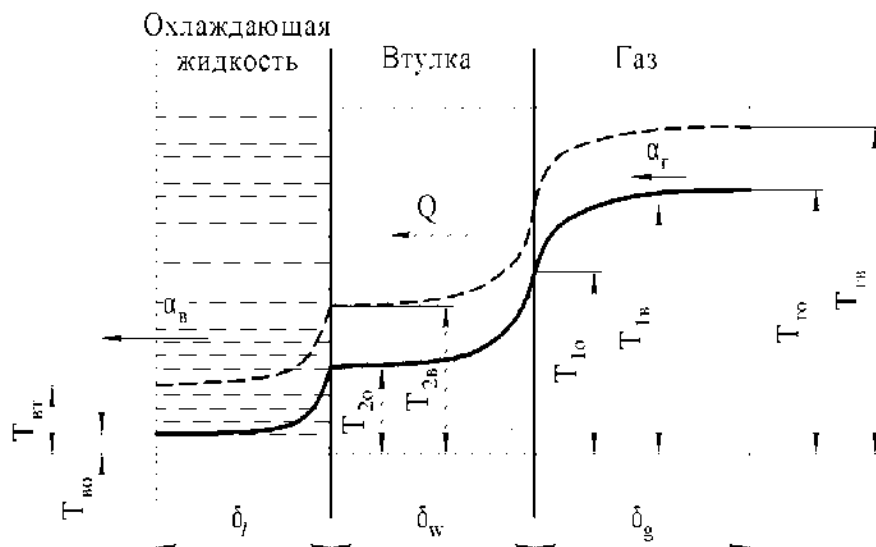


Рис. 1. Передача теплоты через цилиндрическую втулку

Изменение температурного уровня способствует сокращению тепловых потерь через систему охлаждения, что обеспечивает повышение экономичности двигателя при одновременном снижении термических напряжений в цилиндрической втулке, изменяются показатели политропы сжатия и расширения, коэффициент наполнения, условия смесеобразования, жесткость сгорания, условия смазывания и, следовательно, величина механических потерь в цилиндропоршневой группе.

Такой принцип реализуется в существующих высокотемпературных системах охлаждения, в которых поддерживается постоянное высокое давление.

Форсирование поршневых и комбинированных двигателей, сопровождающееся необходимостью отводить большее количество теплоты от деталей цилиндропоршневой группы, повышением температурного уровня деталей ЦПГ и увеличению плотности теплового потока, приводит к преобладанию в полостях охлаждения теплообмена в присутствии поверхностного кипения, значительному увеличению коэффициента теплоотдачи и, следовательно, к чрезмерным потерям в ОЖ.

Для сокращения потерь через систему охлаждения необходимо исключить условия для возникновения развитого кипения в полостях охлаждения при повышенном температурном уровне деталей цилиндропоршневой группы.

Для определения влияния высокотемпературного охлаждения на показатели работы ДВС можно использовать методику, описанную в работе [4].

При переводе двигателя с нормальной системы охлаждения на высокотемпературную можно считать, что неизменными остаются площади тепло-воспринимающих и теплоотдающих поверхностей,

расход теплоносителя и толщины теплопроводящих стенок. С достаточной степенью точности можно допустить постоянство теплопередающих функций Π_1 – от рабочего тела к стенке цилиндра, Π_2 – в теплопередающей стенке, Π_3 – от стенки к охлаждающей жидкости. Изменение количества теплоты, отводимой через систему охлаждения, в этом случае определяется отношением

$$\frac{Q_{\text{охл}}^{\text{В}}}{Q_{\text{охл}}^{\text{Н}}} = \frac{\Pi_1 + \Pi_2 - \Pi_3 \cdot t_{\text{охл}}^{\text{В}}}{\Pi_1 + \Pi_2 - \Pi_3 \cdot t_{\text{охл}}^{\text{Н}}},$$

где $Q_{\text{охл}}^{\text{В}}$, $Q_{\text{охл}}^{\text{Н}}$ – теплота отводимая через систему охлаждения соответственно при высокотемпературном и нормальном охлаждении;

$t_{\text{охл}}^{\text{В}}$, $t_{\text{охл}}^{\text{Н}}$ – температура охлаждающей жидкости соответственно при высокотемпературном и нормальном охлаждении.

Уравнения n независимых переменных, описывающие рабочий процесс двигателя, в общем случае нелинейны, поэтому решение системы таких уравнений может вызвать значительные трудности. Однако, если кривизна поверхности рабочих параметров невелика, то возможна замена поверхности плоскостью, касательной к точке А, в области которой производится изучение процесса. Аналитически эта операция над системой уравнений представляет ее разложение в ряд при использовании только первых (линейных) членов. Все частные производные по n независимым переменным вычисляются в окрестностях точки А. В случае изменений одного из параметров, характеризующих рабочий процесс по сравнению с параметром в точке А, изменения, происходящие с другими параметрами, можно искать не на криволинейной поверхности, а на плоскости. Подобные расчеты удобнее выполнять в отно-

сительных приращениях. Если приращение параметра Δx , а его значение в точке А равняется x , то относительное приращение составляет

$$\frac{\Delta x}{x}.$$

На основании уравнений, связывающих параметры рабочего цикла, с использованием описанного метода линеаризации уравнений [4] были определены значения относительных изменений основных параметров для четырехтактных дизелей коэффициента наполнения $\Delta \eta_v$, коэффициента избытка воздуха $\Delta \alpha$, механического КПД $\Delta \eta_m$, индикаторного КПД $\Delta \eta_i$, эффективного КПД $\Delta \eta_e$.

Перевод двигателя на ВТО не приводит к изменению давления начала сжатия, и давления остаточных газов. При этих условиях изменение коэффициента наполнения будет определяться только подогревом заряда на впуске, величина которого возрастает пропорционально температуре охлаждающей жидкости. Степень подогрева рабочего заряда определяется условиями теплообмена со стенками цилиндра, массой заряда, величиной температурного напора. Так как температура стенок цилиндра связана с температурой охлаждающей жидкости $t_{ст} = t_{ст}(t_{охл})$, то ее приращение составляет

$$\Delta t_{ст} = \left(\frac{\partial t_{ст}}{\partial t_{охл}} \right)_0 \cdot \left(\frac{t_{охл}}{t_{ст}} \right)_0 \cdot \Delta \bar{t}_{ст}.$$

Индекс 0 указывает, что параметр вычислен в окрестностях исходного режима.

Проведенные расчеты, выполненные для двигателя 8 ЧН 14/14, позволили установить коэффициенты линейных уравнений $\eta_v = C_1 \cdot \Delta t_{охл}$, $\alpha = C_2 \cdot \Delta t_{охл}$, $\eta_{мех} = C_3 \cdot \Delta t_{охл}$, $\eta_i = C_4 \cdot \Delta t_{охл}$, $\eta_e = C_5 \cdot \Delta t_{охл}$.

Значения параметров рабочего цикла η_v , α , η_m , η_i , η_e характерные для номинального режима двигателя семейства ЧН 14/14 при нормальном охлаждении ($t_{охл} = 80^\circ \text{C}$) и результаты расчетов приведены на рис. 2.

Полученные результаты хорошо согласуются с результатами исследований двигателей Ч 10,5/13 и 6Ч 15/18, приведенными в работе [4].

Повышение температуры охлаждающей жидкости приводят к снижению коэффициентов наполнения и избытка воздуха. Основная часть механических потерь в ДВС (до 70 %) приходится на потери трения в цилиндропоршневой группе. Величина этих потерь существенно зависит от вязкости масла, которая, в свою очередь, определяется температурой поверхности гильзы цилиндра [5]. При повышении температуры динамическая вязкость масла резко уменьшается. Полученная линеаризованная зависимость показывает, что рост температуры охлажда-

ющей жидкости приводит к увеличению механического КПД, причем тем в большей степени, чем ниже механический КПД двигателя при нормальном охлаждении. Повышение механического КПД возможно до определенной температуры, значение которой ограничивается свойствами масла, его способностью сохранять смазывающие свойства и противостоять термическому разложению.

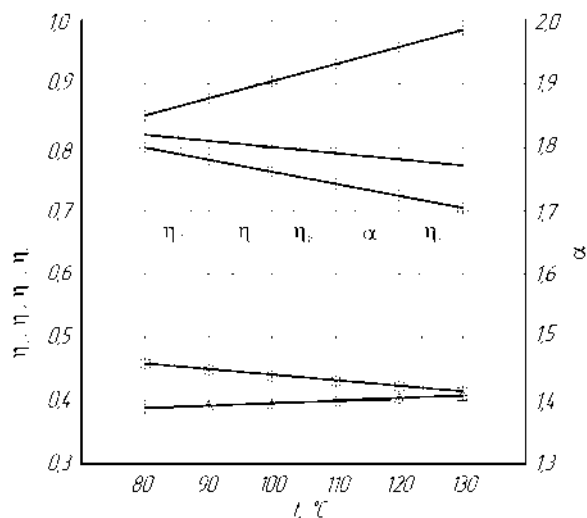


Рис. 2. Влияние температуры охлаждения на показатели работы ДВС

Анализ полученных зависимостей позволяет установить условие, при котором перевод двигателя на ВТО будет обеспечивать увеличение его эффективного КПД. Таким условием является выполнение неравенства

$$(1,1...1,4) \cdot 10^{-4} \cdot \frac{K_2 \cdot (1 - \eta_{m0})}{\mu_t} \cdot t_{ст0} > 1,$$

где η_{m0} – механический КПД двигателя в нормальном режиме охлаждения;

$t_{ст0}$ – средняя температура стенок цилиндра при нормальном охлаждении;

μ_t – динамическая вязкость масла, взятая по температуре стенки цилиндра при данном режиме ВТО;

K_2 – коэффициент, характеризующий изменение механических потерь при переходе на ВТО.

Анализ данного неравенства показывает, что эффект от применения ВТО будет тем большим, чем:

- выше средняя температура стенок цилиндра;
- меньше величина механического КПД двигателя;
- меньше величина коэффициента динамической вязкости масла.

Помимо повышения эффективного КПД последствием перехода на ВТО является перераспре-

деление тепловых потоков: увеличиваются потери с отработавшими газами и уменьшается доля потерь с охлаждающей жидкостью. Например, для дизеля Д-70 увеличение температуры жидкости на выходе из двигателя с 80 до 120 °С приводит к уменьшению доли потерь через систему охлаждения почти в два раза. Сокращение теплоотвода позволяет резко (в 3...5 раз) уменьшить размеры водяных охладителей (радиаторов) [6].

В комбинированных двигателях, с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха в теплообменных аппаратах типа вода-воздух переход на ВТО приводит к уменьшению температурного напора между теплоносителями, снижению эффективности теплообменного аппарата и более заметному снижению коэффициента наполнения. Выполненные расчеты показали, что эффективность охладителей наддувочного воздуха типа вода-воздух будет удовлетворительной лишь при степенях повышения давления в компрессоре π_k не менее двух. При более низких степенях наддува необходимо использовать охладители наддувочного воздуха типа воздух-воздух, а для судовых двигателей целесообразно включать ОНВ во внешний контур водяного охлаждения.

Перевод двигателей на ВТО требует совершенствования регулирования теплового состояния.

Наибольшее распространение в настоящее время получили следующие способы регулирования температурного состояния двигателя [4].

1. Установка термостатов, направляющих охлаждающую жидкость по малому контуру (в периоды пуска и прогрева) или по большому через водяные или водо-воздушные холодильники.

2. Установка термодатчиков, управляющих автоматическим включением и отключением вентилятора, имеющего привод от электродвигателя.

3. Установка гидромуфт в механизм привода вентилятора, позволяющих регулировать частоту вращения вентилятора.

Указанные способы и их комбинации не всегда позволяют достичь требуемого качества регулирования теплового состояния ДВС. Перспективным направлением совершенствования систем охлаждения и управления теплоотводом представляется повышение давления в системе. Особенно эффективным этот метод представляется для высокофорсированных двигателей, в полостях охлаждения которых наблюдается поверхностное кипение.

Переход на высокотемпературное охлаждение с температурами жидкости на выходе из двигателя незначительно превышающими 100 °С можно осуществить за счет использования высококипящих жидкостей, например, серийно выпускаемых тосолов, температура кипения которых достигает 115 °С

[7]. Для более значительного увеличения температурного уровня необходимо повышать давление в системе охлаждения. Зависимость температуры кипения воды от давления определяется выражением

$$T_s = 273 + 560\sqrt[4]{p}, \text{ К},$$

где p – абсолютное давление в системе охлаждения.

В системе охлаждения с герметичным замкнутым контуром может быть реализован принцип поддержания постоянства заданного статического давления путем воздействия на воду с помощью сжатого воздуха.

Заключение

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о возможности перевода на ВТО комбинированных двигателей различного назначения с целью получения максимального эффективного КПД.

Для совершенствования систем ВТО целесообразно проведение модернизации конструкции двигателя, с целью улучшения наполнения цилиндра и повышения надежности двигателя.

Основные направления модернизации:

- применение глубокого охлаждения наддувочного воздуха и связанного управления режимами охлаждения цилиндра и наддувочного воздуха;
- применение механизмов газораспределения, обеспечивающих за счет числа впускных клапанов, их конструкции и оптимальных фаз газораспределения максимальное наполнение цилиндра;
- совершенствование принудительного охлаждения поршней, использование новых конструктивных материалов для их изготовления;
- применение моторных масел с повышенной термостойкостью.

Таким образом, внедрение ВТО может обеспечить повышение эффективного КПД двигателя и как следствие снижение расхода топлива.

В связи с этим высокотемпературное охлаждение можно рассматривать как одно из перспективных направлений совершенствования комбинированных двигателей.

Литература

1. Левин М.И. *Оптимальный температурный режим в системах охлаждения и требования к автоматическому регулированию температуры: сб. трудов ЦНИДИ / М.И. Левин. – М.-Л.: Машгиз, 1984. – № 26.*
2. Стародомский М.В. *Оптимизация температурного состояния дизельных двигателей / М.В. Стародомский, Е.А. Максимов. – К.: Наукова думка, 1987. – 168 с.*

3. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей* / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

4. *Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания* / Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с.

5. *Двигатели внутреннего сгорания* / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. – В 3 кн. –

Кн. 1. *Теория рабочих процессов*. – М.: Высш. школа, 1995. – 368 с.

6. *Тимофеев В.Н. Температурный режим двигателей внутреннего сгорания и его регулирование* / В.Н. Тимофеев. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2008. – 358 с.

7. *Негорючие теплоносители и гидравлические жидкости. Справ. руководство* / под ред. А.М. Сухотина. – Л.: Химия, 1979. – 360 с.

Поступила в редакцию 21.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, проректор А.А. Шатульский, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия.

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ КОМБІНОВАНИХ ДВЗ

В.А. Жуков

Стаття присвячена оцінці перспектив використання високотемпературного охолодження комбінованих двигунів, з метою підвищення їх енергетичної ефективності. Дослідження, стосовно впливу температурного рівня системи охолодження, були здійснені для двигуна рідини ЯМЗ-840. Результати досліджень, свідчать про можливість підвищення економічності ДВЗ, шляхом переходу на високотемпературне охолодження і бажані області використання високотемпературного охолодження. Запропоновано напрямки конструктивних модернізацій двигуна, що забезпечують ефективність і надійність високотемпературного охолодження.

Ключові слова: система охолодження, температурний рівень, показники енергетичної ефективності, тиск в системі, розширювальний бак.

CALCULATED APPRECIATION OF EFFICIENCY OF HIGH-TEMPERATURE COOLING FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH SUPERCHARGE

V.A. Zhukov

The article is devoted to valuation of perspective of using high-temperature cooling for internal combustion engine with supercharge for the purpose to increase its energy and fuel efficiency. Investigation of temperature level influence to parameters of engine was conducted for diesel engine YMZ-840. Results of investigation shows that fuel economy may be provided by high-temperature cooling. In the article condition for high-temperature cooling is determined. The article contains recommendations of engine's modernization which are necessary for achievement of high-temperature cooling system's efficiency and reliability.

Key words: cooling system, temperature level, parameters of energy efficiency, pressure in system, modernization of engine.

Жуков Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедры технологии машиностроения и ДВС Тутаевского филиала Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П.А. Соловьева, Тутаев, Россия, e-mail: gukovv@rambler.ru.

УДК 621.436

С.П. КУЛМАНАКОВ

АлтГТУ им. И.И. Ползунова, Барнаул, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ 1ЧН 13/14 С СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ «COMMON RAIL» ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТОПЛИВ НА ОСНОВЕ РАПСОВОГО МАСЛА

Приведен аналитический обзор экспериментальных исследований рабочего процесса дизельного двигателя, оснащенного топливной аппаратурой Common Rail и использующего топлива на основе рапсового масла. В качестве топлив использовались рапсовое масло и этиловый эфир рапсового масла. Представлены экологические и экономические показатели при увеличении давления в гидроаккумуляторе. Приведены особенности рабочего процесса дизеля при работе на биотопливах. Предлагаются возможные пути оптимизации рабочего процесса дизеля при работе на биотопливах на основе рапсового масла.

Ключевые слова: сгорание, биотопливо, рабочий процесс, экология, рапсовое масло, эфир рапсового масла, дизель.

Введение

Темпы роста численности автотранспорта к концу двадцатого столетия приобрели лавинообразный характер, что, в совокупности с ограниченными запасами нефти в недрах земли, привело к проблеме энергетического кризиса, начавшегося в конце семидесятых годов двадцатого века.

Для решения этой проблемы в последние годы тема производства моторного топлива из возобновляемых источников, в первую очередь из растительного, приобрела популярность, и актуальность ее больше не вызывает сомнения. Наиболее оптимальным источником топлива для дизельных двигателей в условиях стран СНГ является рапсовое масло.

В настоящее время в России и за рубежом рассматриваются практические аспекты использования в дизельных двигателях биотоплив из растительного сырья следующих видов:

- натурального рапсового масла;
- биотоплива из смеси растительных масел и дизельного топлива в различных пропорциях;
- применение эфиров рапсового масла.

Развитие дизелестроения в последнее время характеризуется переходом на аккумуляторные системы топливоподачи, особенно в сочетании с электронным управлением процессом впрыскивания, позволяющие улучшить экономические и экологические показатели.

На кафедре ДВС АлтГТУ им. И. И. Ползунова проводится исследование рабочего процесса дизеля на биотопливах. В продолжении проведено пере-

оборудование одноцилиндровой установки на систему Common Rail отечественного производства и испытаны различные виды биотоплив. Результаты этого исследования рассмотрены ниже.

1. Проблемы применения биотоплив и направление их решения.

Основным препятствием на пути применения биотоплив является отличие их физико-химических свойств от нефтяных: повышенная плотность и вязкость, снижение цетанового числа (для чистого рапсового масла и его смесей с дизтопливом), высокая температура кипения.

Данные обстоятельства приводят к ухудшению смесеобразования и последующего воспламенения и сгорания.

Соответственно, наблюдается рост расхода топлива и увеличение вредных выбросов.

Для улучшения экономических и экологических показателей ДВС при работе на биотопливах (рапсовое масло РМ, метиловый эфир рапсового масла МЭРМ) необходимо:

- создать необходимые условия для обеспечения оптимальных параметров впрыска топлива и для осуществления эффективного смесеобразования;
- организовать эффективный процесс сгорания.

На основе анализа необходимо оптимизацию процесса сгорания следует проводить в следующих направлениях:

- сокращения продолжительности ввода тепла в цикл;

обеспечения оптимального момента начала впрыска топлива;

достижение более высокой мелкости распыливания топлива;

достижение более высокой равномерности распределения концентрации частиц топлива в поперечном сечении факела топлива и по объему камеры сгорания двигателя;

снижение дальности топливного факела.

Наиболее эффективный способ обеспечить данные условия – применение современных систем топливоподачи с высоким давлением впрыска (до 200 МПа) с электронным управлением, способных обеспечить гибкое регулирование во всем диапазоне мощностей и частот вращения необходимого закона топливоподачи.

Для проведения соответствующих исследований на кафедре ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова был создан экспериментальный исследовательский комплекс на базе одноцилиндровой установки УК-2, размерностью $S/D = 130/140$. Применение автономного компрессора и подогрева подаваемого воздуха позволяло имитировать условия наддува. Установка была оснащена системой топливоподачи «Common Rail» отечественной разработки.

Гидравлическая часть системы «Common Rail» включает топливный насос высокого давления (ТНВД), гидравлический аккумулятор, электрогидравлическую форсунку и топливопроводы высокого давления производства ЗАО АЗПИ (г.Барнаул). Основу электрической части составляет блок управления M240 производства фирмы ООО АБИТ (г.С-Петербург). Установка оснащена необходимым измерительным и контрольным оборудованием, в том числе для проведения индирования и газового анализа.

2. Исследование параметров рабочего процесса при использовании метилового эфира рапсового масла

В ходе проведения эксперимента и обработки получены данные, на основании которых сделан сравнительный анализ рабочего процесса двигателя с использованием двух видов топлива – дизельного топлива и эфира рапсового масла. Первый этап исследований предусматривал получение регулировочных характеристик по углу опережения впрыска.

Следующий этап предусматривал снятие нагрузочных характеристик на дизельном топливе и эфире рапсового масла.

Для обоих топлив характерно снижение индикаторного КПД с ростом нагрузки. Более низкий индикаторный КПД и меньшая теплота сгорания рапсового эфира предопределяет более высокий

удельный индикаторный расход топлива на 30–35 г/(кВт·ч) по всей линии нагрузки (рис. 1).

Увеличенное давление в системе CR позволяет уменьшить продолжительность подачи топлива на номинальном режиме, что приводит к сокращению продолжительности ввода теплоты и, соответственно, увеличению индикаторного КПД.

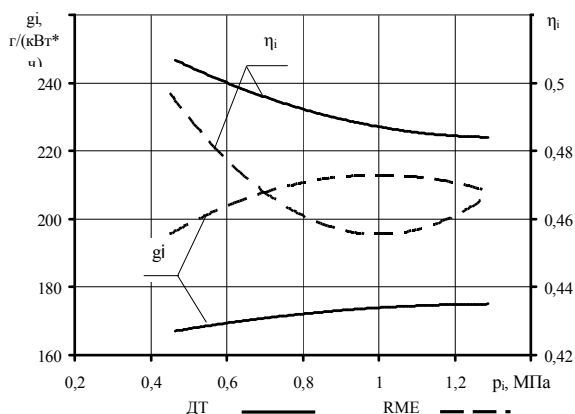


Рис. 1. Нагрузочная характеристика двигателя при работе на различных топливах с системой Common Rail; удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД

Увеличение давления впрыска улучшает смесеобразование за счёт уменьшения диаметра капель, более равномерного распределения топлива и окислителя по объему камеры сгорания. Указанные факторы приводят к более быстрому и более качественному сгоранию, что предопределяет меньшую продолжительность ввода теплоты. Однако уменьшение продолжительности теплоты приводит к увеличению максимальной температуры цикла, как в локальных зонах, так и суммарно по всему объему камеры сгорания. Увеличение скорости и уменьшение продолжительности тепловыделения для системы Common Rail предопределяет повышенные выбросы окислов азота в 1,5 и 2 раза при малых и средних нагрузках по сравнению со штатной топливной системой.

Эфир рапсового масла имеет большее цетановое число и содержит в составе своей молекулы кислород. Эти оба фактора предопределяют меньшую задержку самовоспламенения и большую скорость сгорания, что влечёт за собой повышение максимальных температур цикла.

Механизм образования NO_x в цилиндре двигателя обуславливает прямую взаимосвязь эмиссии окислов азота с максимальной температурой цикла. Таким образом, переход с дизельного топлива на метиловый эфир рапсового масла сопровождается увеличением выбросов окислов азота (рис. 2).

Для топливной системы Common Rail значения выбросов CO имеют минимальные значения и почти не меняются от нагрузки. Использование эфира позволяет снизить содержание оксида углерода благодаря более полному окислению топлива за счёт содержащегося в молекуле большего количества кислорода.

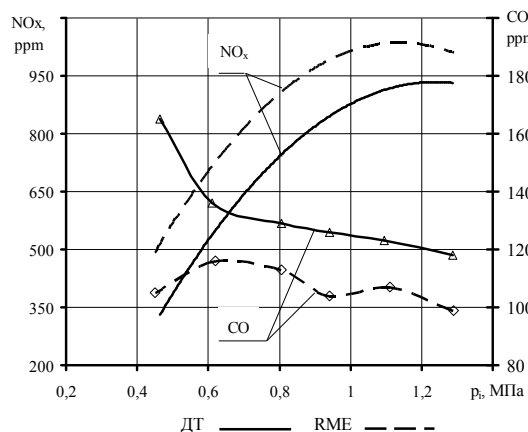


Рис. 2. Нагрузочная характеристика двигателя при работе на различных топливах с системой Common Rail. Концентрация окислов азота и углерода

Таким образом, использование эфира рапсового масла с применением системы Common Rail позволяет уменьшить количество выбросов продуктов неполного сгорания – окиси углерода. При этом вследствие процесса интенсификации процесса сгорания наблюдается возрастание концентрации окислов азота в отработавших газах.

3. Исследование параметров рабочего процесса при использовании рапсового масла

Еще одним направлением исследований является использование чистого рапсового масла. Первый этап предусматривал снятие регулировочных характеристик по углу опережения впрыска и давлению в топливном аккумуляторе. Следующий этап предусматривал снятие нагрузочных и скоростных характеристик.

По данным первого этапа исследований, оптимальный угол опережения впрыска одинаков, как для дизельного топлива, так и для рапсового масла.

С увеличением давления впрыска топлива растет дисперсность топливной струи, что позволяет улучшить экономические и экологические показатели ДВС. Для установления влияния давления впрыска на экологические и экономические показатели двигателя были проведены испытания двигателя при

различных давлениях топлива в аккумуляторе. Давление изменяли в диапазоне 50 – 180 МПа. Экономические показатели представлены на рис. 3.

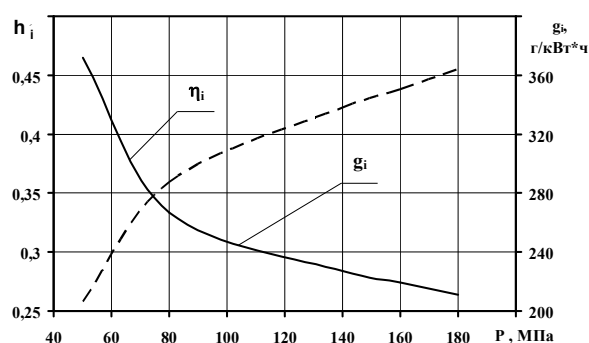


Рис. 3. Регулировочная характеристика по давлению топлива. Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД

Экономичность двигателя при возрастании давления улучшается во всем диапазоне изменения. Удельный индикаторный расход топлива при этом уменьшается с 372 до 211 г/кВт*ч, а индикаторный КПД увеличивается с 0,26 до 0,45. При этом значение P_z увеличивается с 9,3 до 12,9 МПа.

Результаты исследований последующего этапа представлены на рис.4 и 5.

Для системы «Common Rail» вследствие уменьшения размера капель, более лучшего использования воздушного заряда наблюдается уменьшение периода задержки самовоспламенения на 1 – 2° п.к.в., при этом, в конце фазы задержки самовоспламенения происходит снижение температуры в цилиндре за счет более развитой площади теплообмена топливного факела.

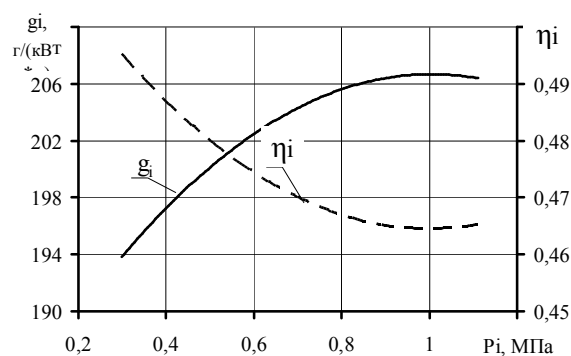


Рис. 4. Нагрузочная характеристика, параметры экономичности работы двигателя

Из представленных на рис.4 графиков видно, что рабочий процесс на рапсовом масле уступает по экономичности рабочему процессу на дизельном топливе (рис. 1). Сопоставляя графики изменения индикаторного КПД процессов видно, что при использовании рапсового масла, на 2 – 4% снижается

его значение по сравнению с работой на дизтопливе. Главная причина – организация тепловыделения в цикле. Процесс сгорания рапсового масла отличается большей продолжительностью. Это связано с высокой температурой кипения, повышенной вязкостью, более низким цетановым числом.

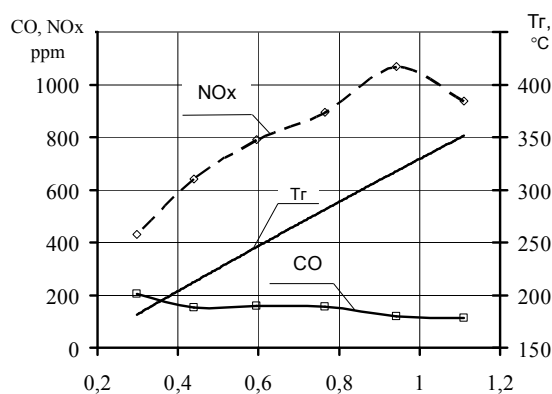


Рис. 5. Нагрузочная характеристика, экологические параметры работы двигателя

Разница по удельному индикаторному расходу топлива будет еще больше, с учетом теплоты сгорания топлива. Поэтому наблюдается еще большее отличие между рапсовым маслом и дизтопливом. Для дизельного топлива при изменении нагрузки удельный индикаторный расход топлива изменяется со 168 до 178 г/кВт*ч, а для рапсового масла – со 194 до 208 г/кВт*ч. Во всем диапазоне нагрузок ухудшение данного параметра составляет около 15%.

Для двигателей с системой «Common Rail» наблюдается низкое содержание твердых частиц (до 0,3 единиц Бош) и низкое содержание окиси углерода – до 200 ppm. Но, лучшее смесеобразование и более интенсивное сгорание увеличивают выбросы окислов азота до уровня 1100 ppm (рис. 5).

Для снижения содержания окислов азота в ОГ для двигателей, оснащённых системой Common Rail, необходимо проводить мероприятия снижающие содержание NOx: регулировку угла опережения впрыска; переход на более бедные смеси; применение дополнительных мероприятий по нейтрализации NOx в выпускной системе (установка каталитического нейтрализатора; впрыск мочевины).

Заключение

При переходе на биотопливо для двигателей с системой Common Rail более сильно сказываются различия физико-химических свойств нефтяного дизтоплива и биотоплива. Поэтому при переводе

ДВС на биотопливо для системы Common Rail необходим дополнительный подбор регулировочных параметров для организации более качественного рабочего процесса.

Для биотоплив, как и для дизтоплива, при переходе на систему топливоподачи Common Rail характерно улучшение экономических показателей (до 2%), увеличение максимального давления сгорания (до 10%) и выбросов окислов азота (в 1,5 раза), по сравнению с работой на штатной топливной системе.

Основные мероприятия для улучшения параметров рабочего процесса при использовании биотоплив: оптимизация угла опережения впрыска топлива, увеличение давления в аккумуляторе, уменьшение эффективного проходного сечения сопел распылителя, подогрев рапсового масла.

При использовании системы Common Rail значительно снижаются выбросы твердых частиц, окиси углерода и углеводородов, однако вследствие интенсификации процесса сгорания происходит увеличение выбросов окислов азота, что требует применения специальных мероприятий для их снижения.

Литература

1. Экспериментальный моторный комплекс с системой топливоподачи типа «Common Rail» для дизельных двигателей размерностью $D/S=130/140$ / С.П. Кулманаков, А.В. Шашев, С.В. Яковлев, С.С. Кулманаков // Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана; под редакцией Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 334-338.
2. Сравнительный анализ параметров рабочего процесса дизеля 1Ч 13/14 с системой топливоподачи типа «Common Rail» и со штатной топливоподающей аппаратурой / С.П. Кулманаков, А.В. Шашев, С.В. Яковлев, С.С. Кулманаков, О.В. Дробышев // Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана; под редакцией Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 338-341.
3. Кулманаков С.П. Улучшение показателей рабочего процесса дизельного двигателя с вихревой камерой сгорания / С.П. Кулманаков, В.А. Калинин, А.В. Шашев // Полуновский вестник. – 2010. – № 1. – С. 28-34.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы (ФЦП) «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы.

Поступила в редакцию 8.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры информатики и специальной техники А.В. Еськов, Барнаульский юридический институт, Барнаул, Россия.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ 1ЧН 13/14
З СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ «COMMON RAIL» ПРИ ВИКОРИСТАННІ
ПАЛИВ НА ОСНОВІ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ**

С.П. Кулманаков

Наведено аналітичний огляд експериментальних досліджень робочого процесу дизельного двигуна, оснащеного паливною апаратурою Common Rail і використовує палива на основі ріпакової олії. В якості палив використовувалися рапсове масло і етиловий ефір ріпакової олії. Представлені екологічні та економічні показники при збільшенні тиску в гідроаккумуляторі. Наведені особливості робочого процесу дизеля при роботі на біопаливах. Пропонуються всілякі шляхи оптимізації робочого процесу дизеля при роботі на біопаливах на основі ріпакової олії.

Ключові слова: згоряння, біопаливо, робочий процес, екологія, рапсове масло, ефір рапсового масла, дизель.

**RESEARCH OF THE PARAMETERS OF THE ENGINE 13/14 WITH FUEL
SYSTEM «COMMON RAIL» THE USE FUELS BASED ON RAPESEED OIL**

S.P. Kulmanakov

An analytical review of experimental studies of the working process of diesel engine, equipped with Common Rail fuel equipment and using fuel based on rapeseed oil st. As the fuels used in rapeseed oil and rapeseed oil ethyl ester. Are presented environmental and economic performance by increasing pressure in the accumulator. The features of the engine when running on biofuels. Offered the possible ways to optimize the workflow engine when running on biofuel based on rapeseed oil.

Key words: combustion, biofuels, work process, ecology, canola oil, ester of rapeseed oil, diesel.

Кулманаков Сергей Павлович - канд. техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, e-mail: SPK_ICE@mail.ru.

УДК 621.43.056

М.І. МІЩЕНКО¹, В.Г. ЗАРЕНБІН², Т.М. КОЛЕСНІКОВА²,
В.Л. СУПРУН¹, М.А. БОНДАРЕНКО¹

¹Автомобільно-дорожній інститут

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Україна

²Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
Дніпропетровськ, Україна

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В БЕЗШАТУННОМУ БЕНЗИНОВОМУ ДВИГУНІ

Коротко описана конструкція розробленого в АДІ ДонНТУ механізму зміни ступеня стиску в безшатунному бензиновому двигуні із кривошипно-кулісним механізмом. Експериментально досліджений вплив відносної площі прохідного перерізу гідрозамків, тиску і температури масла в механізмі зміни ступеня стиску на час спрацьовування механізму в умовах безмоторної установки. Знайдена між зазначеними параметрами прийнятна емпірична залежність, за допомогою якої проведені розрахункові дослідження. Відзначено, що механізм зміни ступеня стиску має значну швидкодію і гарну перспективу використання його в автомобільних бензинових двигунах.

Ключові слова: змінний ступінь стиску, безшатульний бензиновий двигун, механізм зміни ступеня стиску, час спрацьовування механізму, дослідження.

Вступ

Регулювання ступеня стиску на часткових режимах роботи бензинового двигуна відомо давно як засіб істотного збільшення ККД робочого циклу [1 – 3].

У цей час підвищений інтерес до цього принципу обумовлений зростаючою необхідністю економії палива й зниження токсичності відпрацьованих газів – навіть якщо він поєднаний з ускладненням конструкції й розробкою спеціальної електронної системи регулювання ступеня стиску.

В АДІ ДонНТУ розроблений механізм зміни ступеня стиску (МЗСС) стосовно до безшатунного двигуна [4]. Опис конструктивної схеми МЗСС наведено в роботі [5], а його деякі теоретичні й експериментальні дослідження викладені в роботах [6, 7]. За останнім часом конструкція механізму вдосконалена, зокрема, змінена конфігурація гідрозамків, збільшена на 20% площа прохідного перерізу гідрозамків, установлені шарикові зворотні клапани замість голчастих.

Дана робота є продовженням виконаних раніше робіт з розробки МЗСС і присвячена дослідженню удосконаленого варіанта конструкції механізму.

Мета роботи, що є наступним етапом розробки МЗСС, полягає в експериментальному й розрахунковому дослідженні часу спрацьовування механізму в умовах безмоторної установки.

Короткий опис МЗСС

Докладний опис конструкції МЗСС наведено в роботі [5]. Нижче коротко описана конструктивна схема МЗСС.

МЗСС (рис. 1) включає рухливий корпус 1,

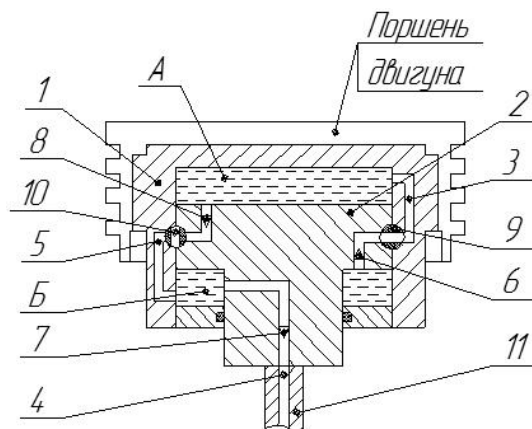


Рис. 1. Схема механізму зміни ступеня стиску

поршеньок 2, масляні канали 3, 4 і 5, зворотні клапани 6, 7 й 8, гідрозамки 9, 10 і масляні порожнини А і Б. Корпус жорстко з'єднаний з поршнем двигуна, поршеньок приєднаний до штока 11 кривошипно-кулісного механізму (на рис. 1 механізм не показаний). Подача масла в масляну порожнину Б здійснюється

нюються із системи змащення двигуна по каналу 4.

Гідрозамки управляють роботою МЗСС. При повороті корпуса механізму відносно поршенька на певний кут змінюється площа прохідних перерізів гідрозамків і відповідно змінюється час спрацьовування МЗСС.

На рис. 2 показана конфігурація поперечного перерізу гідрозамків і взаємне положення їхніх отворів для трьох кутових положень рухливого кор-

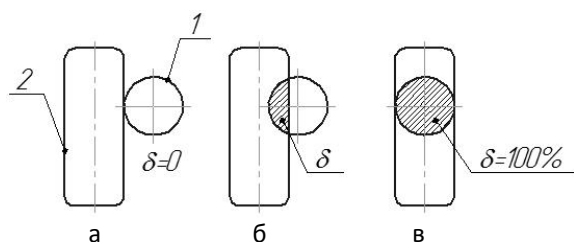


Рис. 2. Прохідний переріз гідрозамка при різних взаємних кутових положеннях рухомого корпуса і поршенька:

1, 2 – отвори у рухливому корпусі і поршеньку;
δ – відносна площа прохідного перерізу гідрозамка; а, б, в – положення отворів при різних кутах повороту рухливого корпусу

пуса відносно поршенька.

Результати експериментів і їхня обробка

В одній статті практично неможливо привести всі експериментальні масиви основних і допоміжних змінних. Тому тут приводяться й обговорюються тільки деякі найбільш характерні залежності.

У таблиці, як приклад, представлені залежності часу спрацьовування механізму від відносної площі прохідного перерізу δ гідрозамка й тиску p у масляній порожнині А (рис. 1).

Таблиця

Залежність часу спрацьовування τ МЗСС від δ і p

δ, %	p, кгс/см ²				
	10	15	20	25	30
18	0,32	0,27	0,24	0,22	0,19
22	0,24	0,12	0,16	0,15	0,12
31	0,11	0,08	0,1	0,07	0,06
37	0,1	0,07	0,07	0,065	0,055
57	0,095	0,085	0,07	0,055	0,05
77	0,085	0,07	0,055	0,05	0,04
100	0,08	0,06	0,05	0,045	0,04

Характер зміни табличних даних, отриманих з дослідів, зобразимо за допомогою емпіричної залежності $\tau = f(\delta, p, t)$. Тут t – температура підігріву масла в масляних порожнинах МЗСС. Для знаходження цієї залежності був застосований графічний метод обробки дослідних даних.

Формула для визначення τ має вигляд

$$\tau(\delta, p, t) = \tau_A(p, t) \left(\frac{\delta_A}{\delta} \right)^{m(\delta, p, t)}, \quad (1)$$

$$\text{де} \quad m(\delta, p, t) = m_A(p, t) \left(\frac{\delta_A}{\delta} \right)^{d(p, t)}; \quad (2)$$

$$m_A(p, t) = m_B \left(\frac{p}{p_B} \right)^{v(t)}; \quad (3)$$

$$d(p, t) = d_B \left(\frac{p_B}{p} \right)^{s(t)}; \quad (4)$$

$$\tau_A(p, t) = \tau_B(t) \left(\frac{p_B}{p} \right)^{z(t)}; \quad (5)$$

$$z(t) = z_2 - \frac{t - t_2}{t_3 - t_2} (z_2 - z_3); \quad (6)$$

$$\tau_B(t) = \tau_2 - \frac{t - t_2}{t_3 - t_2} (\tau_2 - \tau_3); \quad (7)$$

$$s(t) = s_2 - \frac{t - t_2}{t_3 - t_2} (s_2 - s_3); \quad (8)$$

$$v(t) = v_2 - \frac{t - t_2}{t_3 - t_2} (v_2 - v_3). \quad (9)$$

Постійні коефіцієнти мають значення:

$z_2 = 0,7$; $z_3 = 0,6$; $t_2 = 20$; $t_3 = 50$; $s_2 = 0,75$; $s_3 = 0,58$;

$v_2 = 0,55$; $v_3 = 0,43$; $m_B = 0,3$; $p_B = 30$; $d_B = 0,55$.

Керовані фактори змінювалися в таких межах:

– відносна площа прохідного перерізу гідрозамка $\delta = 0 \dots 100\%$;

– тиск у верхній масляній порожнині А механізму $p = 10 \dots 120$ кгс/см²;

– температура у верхній масляній порожнині А механізму $t = 20 \dots 90$ °С.

На графіку (рис. 3) між двома змінними τ і δ та

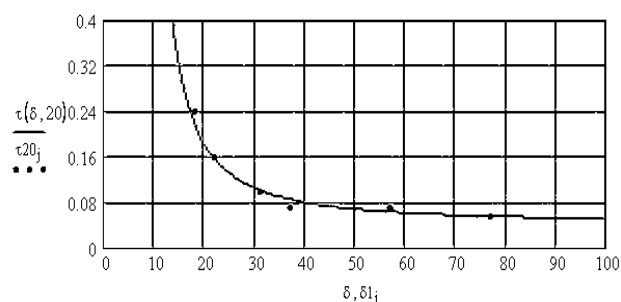


Рис. 3. Залежність часу спрацьовування τ (с) від площі перерізу δ (%) гідрозамка при $p = 20$ кгс/см² і $t = 40$ °С

двома постійними p і t відкладені точки, що відповідають табличним даним дослідів, і крива, побудована по формулі (1). Як видно, крива досить близько розташовується до експериментальних точок, що свідчить про достатню відповідність формули цим даним.

Аналіз результатів

На рис. 4 – 7 побудовані розрахункові залежності часу спрацьовування τ МЗСС від δ , p і t .

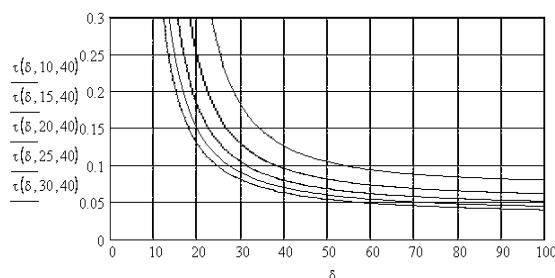


Рис. 4. Залежність τ (с) від відносної площі прохідного перерізу δ (%) гідрозамка при різних тисках p (кгс/см²) і $t = 40$ °C

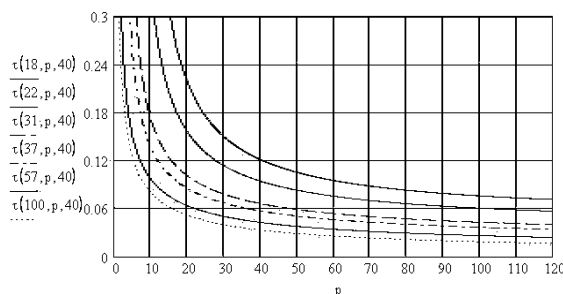


Рис. 5. Залежність τ (с) від тиску p (кгс/см²) в масляній порожнині при різних відносній площі δ (%) і $t = 40$ °C

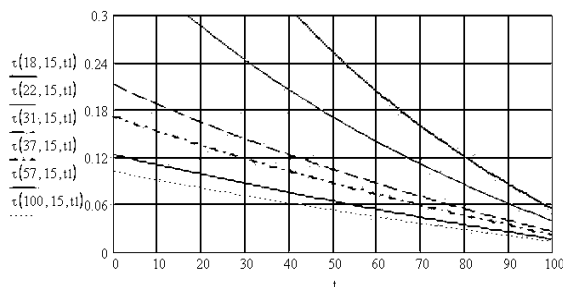


Рис. 6. Залежність τ (с) від температури масла t (°C) в масляній порожнині А при різних відносній площі δ (%) і тиску $p = 15$ кгс/см²

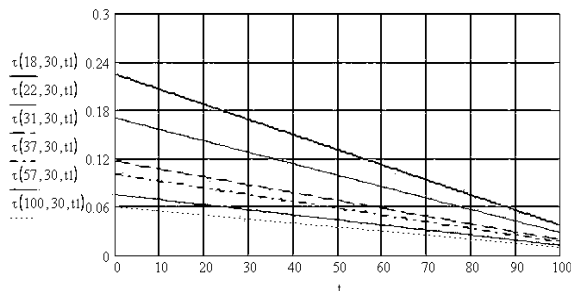


Рис. 7. Залежність τ (с) від температури масла t (°C) в масляній порожнині А при різних відносній площі δ (%) і тиску $p = 30$ кгс/см²

У всіх досліджених робочих умовах спостерігається зменшення часу спрацьовування τ МЗСС при збільшенні δ , p і t . З рис. 4 і 5 видно, що час спрацьовування τ різко зменшується в діапазоні зміни δ від 0 до 40% і зміни p від 0 до 30 кгс/см². Подальше збільшення δ і p мало впливає на τ . Залежність τ від температури t (рис. 6, 7) має інший характер. Нахил кривих свідчить про істотний вплив температури t у всій області її значень. Як видно з рис. 6 і 7 зв'язок між величиною τ і t сильно змінюється залежно від умов роботи МЗСС (зміни δ і p).

Висновки

Наведені результати вказують конструкторові й дослідникам на можливість одержання великої швидкості зміни ступеня стиску у двигуні при наявності МЗСС, розробленого в АДІ ДонНТУ.

Результати роботи також свідчать про сильний вплив δ і p на час спрацьовування МЗСС в області малих їхніх значень. Це може говорити про те, що при незначних змінах площі прохідного перерізу гідрозамка і невеликому тиску масла в порожнинах забезпечується значна швидкодія МЗСС.

Отримані тут результати можуть бути використані проєктантами щонайменше як попередні дані при розробці МЗСС для бензинового двигуна.

Література

1. Риккардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Г.Р. Риккардо. – М.: Машигиз, 1960. – 412 с.
2. Махалдиани В.В. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия / В.В. Махалдиани, И.Ф. Эджибия, А.М. Леонидзе. – Тбилиси: Изд-во "Мецниереба", 1973. – 272 с.
3. Хуциев А.И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия / А.И. Хуциев. – М.: Машиностроение, 1986. – 104 с.
4. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах / Н.И. Мищенко. – Донецк: Лебедь, 1998. – Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – 228 с.
5. Розробка основ оптимального проектування безшатунного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску; Отчет о НИР (заключит.) / АДІ ДонНТУ. – Д 13-06; № ДР 0106U001256. – Донецк, 2008. – 126 с.
6. Супрун В.Л. Математична модель робочого процесу механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна / В.Л. Супрун // Вісник Національного транспортного університету. – 2007. – Ч.1. – С. 137-140.

7. Розрахунок та дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна. Частина 1. Математична модель / М.І. Мищенко, А.В. Хім-

ченко, Т.М. Колеснікова, В.С. Шляхов // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2008. – № 1 (6). – С. 10-16.

Надійшла в редакцію 30.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Екологія та БЖД» С.П. Висоцький, Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ», Горлівка, Україна.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В БЕСШАТУННОМ БЕНЗИНОВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, В.Л. Супрун, М.А. Бондаренко

Кратко описана конструкция механизма изменения степени сжатия в бесшатунном бензиновом двигателе с кривошипно-кулисным механизмом, разработанная в АДИ ДонНТУ. Экспериментально исследовано влияние относительной площади проходного сечения гидрозамков, давления и температуры масла в механизме изменения степени сжатия на время срабатывания механизма в условиях безмоторной установки. Найдена между указанными параметрами приемлемая эмпирическая зависимость, с помощью которой проведены расчетные исследования. Отмечено, что механизм изменения степени сжатия обладает значительным быстродействием и имеет хорошую перспективу использования его в автомобильных бензиновых двигателях.

Ключевые слова: переменная степень сжатия, бесшатунный бензиновый двигатель, механизм изменения степени сжатия, время срабатывания механизма, исследования.

IT IS SETTLEMENT-EXPERIMENTAL RESEARCH THE MECHANISM OF CHANGE OF THE DEGREE OF COMPRESSION IN CONROD-FREE THE PETROL ENGINE

N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikov, V.L. Suprun, M.A. Bondarenko

The design, developed in ADI DonNTU, the mechanism of change of a degree of compression in non-connecting rod the petrol engine with transform the link-type mechanism is briefly described. Influence of the relative area of through passage section of hydrolocks, pressure and temperatures of oil in the mechanism of change of a degree of compression for the period of operation of the mechanism in conditions of engineless installation is experimentally investigated. Comprehensible empirical dependence by means of which are carried out settlement researches is found between the specified parameters. It is noted, that the mechanism of change of a degree of compression possesses significant speed and has good prospect of its use in automobile petrol engines.

Key words: a variable degree of compression, conrod-free the petrol engine, the mechanism of change of a degree of compression, time of operation of the mechanism, research.

Мищенко Микола Іванович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Автомобілі і двигуни» Автомобільно-дорожнього інституту ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Заренбін Володимир Георгійович – д-р техн. наук, професор, зав. каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – асистент каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Супрун Володимир Леонідович – асистент каф. «Автомобілі і двигуни» Автомобільно-дорожнього інституту ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Бондаренко Марія Андріївна – студентка факультету «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інституту ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

УДК 621.43

А.И. КРАЙНЮК, С.В. АЛЕКСЕЕВ, А.С. КОВТУН

*Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск, Украина***РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМЫ НАДДУВА КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЯ С ГЛУБОКИМ ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА**

Рассмотрены особенности организации рабочего процесса системы наддува каскадного обмена давления с глубоким охлаждением наддувочного воздуха. Приведены результаты испытаний опытного образца системы наддува на безмоторном стенде. Выявлена закономерность усиления эффекта охлаждения наддувочного воздуха при повышении нагрузочного режима комбинированного двигателя. Показана способность системы наддува обеспечить высокий уровень наддува при одновременном охлаждении наддувочного воздуха до температуры ниже окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла

Ключевые слова: каскадный обменник давления, турбодетандер, наддув, глубокое охлаждение, обмен энергией, каскадное сжатие, остаточное давление, предварительное сжатие, сжимающий газ.

Введение

Качественно новые показатели двигателя транспортной установки или специальной техники могут быть достигнуты применением в качестве основного агрегата системы наддува каскадного обменника давлением (КОД). КОД представляет собой принципиально новую разновидность нагнетательных устройств, основанных на прямом обмене энергии между сжимающей и сжимаемой средами.

Основные преимущества каскадных обменников относительно турбокомпрессоров и волновых обменников давлением (ВОД) системы наддува «Сомптех» базируются на высокой (до 84...87%) энергетической эффективности рабочего процесса КОД и его способности сохранять приемлемые показатели наддува при удалении эксплуатационного режима от расчетных условий [1 – 3].

Высокая скорость и энергетическая эффективность прямого обмена давлением обуславливают высокое качество переходных процессов и удовлетворительное воздухообеспечение по скоростной характеристике работы двигателя

Замечательная особенность рабочего цикла КОД заключается в незначительном влиянии неполноты вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора (эффекта так называемого «мертвого объема») на к.п.д. обменника.

Немаловажным эксплуатационным преимуществом агрегатов КОД по отношению к волновым обменникам является существенно меньшая восприимчивость к отклонению частоты вращения ротора от значений настройки на определенные режимы работы двигателя (рис. 1).

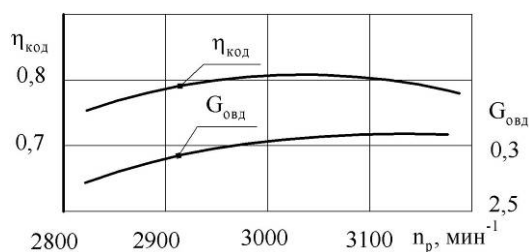


Рис. 1. Зависимость к.п.д. КОД ($\eta_{\text{код}}$) и расхода сжатого воздуха $G_{\text{овд}}$ от частоты вращения ротора n_p при фиксированных параметрах сжимающей среды ($P_g=205$ кПа, $T_g=700\text{K}$) и неизменном давлении сжимаемого воздуха ($P_k=190$ кПа)

Результаты исследований

Энергетическая эффективность рабочего цикла КОД проявляется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней.

Испытания ряда опытных образцов КОД (рис. 2) показали, что уже при температуре сжимающей среды 700K на режиме наддува $P_k=205$ кПа расход сжимаемого воздуха в 1,8 раза превышает расход сжимающей среды. Данное свойство «умножения расхода» позволяет не только реализовать практически любую требуемую внешнюю характеристику наддува, но также осуществить глубокое охлаждение наддувочного воздуха путем детандерного расширения избытка нагнетаемого в КОД воздуха до температуры ниже окружающей среды с последующим его использованием в качестве хладагента второй ступени охладителя воздушного заряда [4]. Схема такого устройства показана на рис. 3.

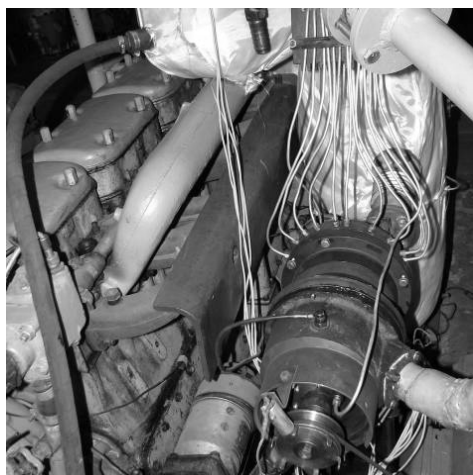


Рис. 2. Стенд моторных испытаний КОД

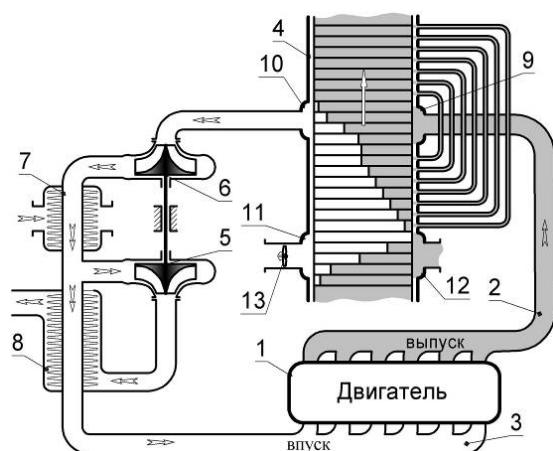


Рис. 3. Система наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха (СНГО):

- 1 – ДВС; 2 – выпускной коллектор; 3 – впускной коллектор; 4 – КОД; 5 – турбодетандер;
- 6 – вытеснительный вентилятор;
- 7 – охладитель наддувочного воздуха;
- 8 – холодильник второй ступени (глубокого охлаждения наддувочного воздуха); 9 – окно подвода высокого давления (ПВД);
- 10 – окно отвода высокого давления (ОВД);
- 11 – окно подвода низкого давления (ПНД);
- 12 – окно отвода низкого давления (ОНД);
- 13 – продувочный вентилятор

Система наддува работает следующим образом. Отработавшие газы двигателя 1 из выпускного коллектора 2 через окно 9 ПВД направляются в КОД 4, где в результате рабочего процесса сжимают воздух, поступающий в КОД через окно ПНД. Отдавший значительную часть потенциальной энергии горячий газ с небольшим остаточным давлением отводится через окно 12 ОНД в окружающую среду, а сжатый воздух через окно 10 ОВД поступает в вытеснительный вентилятор компрессор 6, где осуществляется его дополнительное сжатие, и затем направляется в охладитель 7, где охлаждается до температу-

ры близкой к температуре окружающей среды. На выходе из охладителя воздух разделяется на два потока, один из которых подвергается глубокому охлаждению в холодильнике 8 и далее направляется в двигатель 1, осуществляя его наддув. Другой поток (избыточная часть нагнетаемого КОД воздуха) поступает в турбодетандер 6, где расширяется до температуры ниже окружающей среды, а затем используется в качестве низкотемпературного хладагента в охладитель второй ступени.

Работа расширения избыточной части нагнетаемого КОД воздуха является источником механической энергии привода вытеснительного вентилятора, создающего необходимый для эффективной продувки цилиндров перепад давления между впускным и выпускным коллектором. Ввиду незначительной степени повышения давления в вытеснительном вентиляторе ($\pi_k = 1,08 \dots 1,15$) последний не оказывает существенного влияния на характеристику воздухообеспечения двигателя, но устраняет недостатки простейшей системы наддува с КОД – некоторое превышение противодавления выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

Предварительные испытания рассмотренной системы наддува на базе двигателя 6ЧН12/14 подтвердили ее способность обеспечить высокоэффективный наддув и охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла во всем диапазоне скоростных режимов двигателя. Причем при давлении наддува 230 кПа на режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ расход избыточного воздуха составлял 43% от общего расхода отработавших газов, что обуславливает резерв повышения давления наддува. Дальнейшее форсирование дизеля наддувом на моторном стенде было приостановлено из-за опасения разрушения деталей цилиндро-поршневой группы.

По сравнению со штатной системой наддува на базе турбокомпрессора ТКР-11 применение СНГО КОД позволило снизить удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме работы на 10% и повысить эффективную мощность на 36%. Особенно заметен рост мощностных показателей в области низких частот вращения коленчатого вала. На режиме $n=800 \text{ мин}^{-1}$, благодаря высокому уровню наддува и охлаждению воздушного заряда мощность двигателя с СНГО превысила базовый показатель на 65%.

Для оценки потенциальных возможностей СНГО КОД и выявления количественного влияния размерных и регулировочных параметров системы на показатели наддува развернутые испытания опытного образца проводились на безмоторном стенде, схема которого представлена на рис. 4.

Функции потребителя наддувочного воздуха и генератора горячих газов на стенде выполняет камера сгорания 1, работающая на жидком топливе, а имитация расходной характеристики двигателя осуществляется путем регулирования расхода наддувочного воздуха дросселем 4.

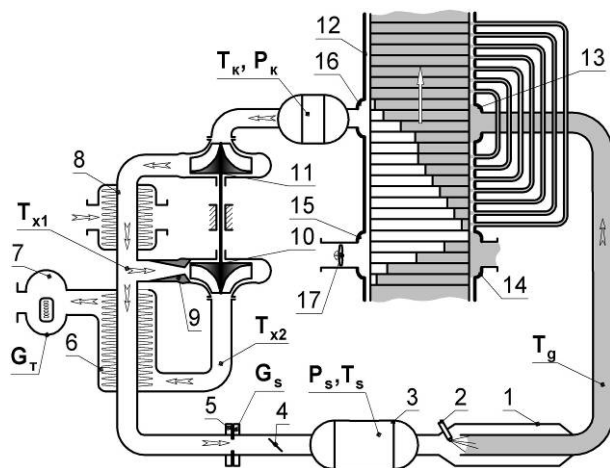


Рис. 4. Стенд безмоторных испытаний системы наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха: 1 – камера сгорания; 2 – форсунка; 3 – ресивер; 4 – дроссель; 5 – диафрагма; 6 – дополнительный охладитель наддувочного; 7 – расходомер; 8 – охладитель воздуха; 9 – турбодетандер; 10 – низконапорный компрессор; 11 – КОД; 12 – окно ПВД; 13 – окно ОНД; 14 – окно ПНД; 15 – окно ОВД; 16 – продувочный вентилятор

Размеры составных агрегатов системы выбирались по результатам расчетного определения параметров системы наддува дизеля 6ЧН12/14 реализующей давление наддува 260 кПа и глубокое охлаждение воздушного заряда при температуре окружающей среды 40 °С [5]. Основные параметры агрегатов системы указаны в табл. 1.

Таблица 1
Конструктивные параметры системы наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха

Параметры КОД	
Наружный диаметр проточной части ротора, м ²	0,29
Внутренний диаметр проточной части ротора, м ²	0,13
Длина ротора, м	0,2
Количество ячеек ротора	50
Количество массообменных каналов	10
Углы раскрытия окон ПВД и ОВД, град	40
Углы раскрытия окон ПНД и ОНД, град	85
Параметры детандера-компрессора	
Диаметр колеса турбодетандера	0,11
Диаметр колеса низконапорного компрессора	0,07

Результаты экспериментальных исследований СНГО КОД при имитации работы двигателя 6ЧН12/14 по нагрузочной характеристике представлены на рис. 5.

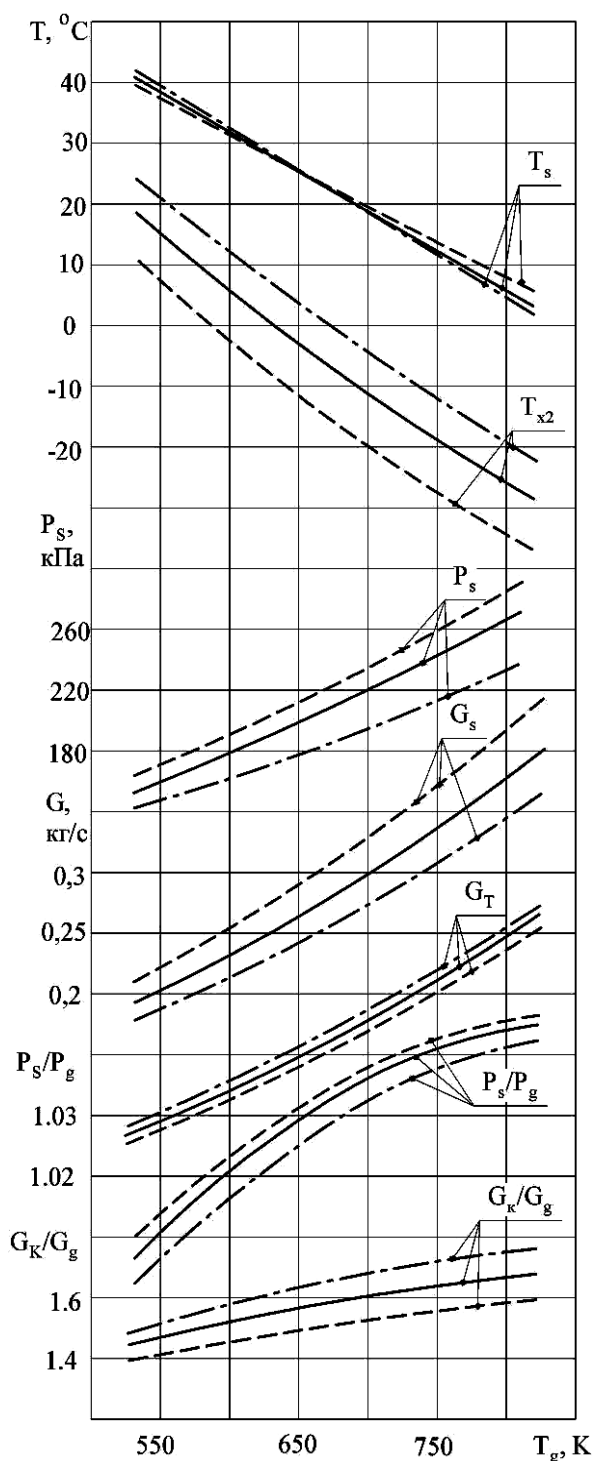


Рис. 5. Нагрузочная характеристика СНГО КОД с низкотемпературным охлаждением наддувочного воздуха с различным сечением соплового аппарата детандера.

— исходный сопловой аппарат;
 — — — увеличенный на 20%;
 - - - уменьшенный на 20%

Анализ полученных зависимостей показывает, что увеличение температуры сжимающей среды T_g , характеризующей уровень нагрузочного режима, сопровождается улучшением всех показателей работы системы наддува. Повышение давлений рабочих сред P_s и P_g по мере роста T_g связано с фактором «умножения расхода» в КОД, обуславливающим увеличение относительного G_k/G_g и абсолютного G_k расходов сжатого воздуха. При этом повышение давлений наддува P_s сопровождается усилением охлаждения наддувочного воздуха.

Например, в СНГО КОД с исходным сопловым аппаратом детандера с увеличением температуры сжимающей среды T_g с 550 до 800 К отношение расходов сжимаемой и сжимающей сред в каскадном обменнике (G_k/G_g) увеличивается на 14%. В результате – давление наддува P_s , повышается с 200 кПа по 263 кПа, а температура наддувочного воздуха T_s снижается с 39 °С по 5 °С. Усиление охлаждающего эффекта при повышении T_g обусловлено двумя факторами: 1-снижением температуры хладагента $T_{х2}$ вследствие увеличения степени расширения воздуха в детандере; 2-повышением расхода хладагента G_T в холодильнике второй ступени.

Помимо отмеченного, при повышении T_g , вследствие увеличения расхода воздуха в турбодетандере и связанного с этим повышения частоты вращения вытеснительного вентилятора 9 (рис. 4) увеличивается отношение P_s/P_g . При работе СНГО КОД в составе дизеля такая закономерность способствует улучшению продувки цилиндров двигателя и снижению работы насосных ходов на высоконагруженных режимах.

Основным регулировочным параметром оказывающим влияние на общую напорность системы является площадь сечения соплового аппарата детандера. Посредством изменения размеров соплового аппарата детандера регулируется количество пропускаемого через детандер воздуха G_T и, таким образом, осуществляется изменение уровня форсирования дизеля наддувом. Вместе с тем, как видно из рис. 5, повышение давления наддува P_s путем уменьшения проходного сечения соплового аппарата турбины не сопровождается значительным снижением охлаждающей способности системы, несмотря на уменьшение расхода хладагента (G_T).

Применение системы наддува КОД с глубоким охлаждением наддувочного воздуха позволяет значительно повысить уровень форсирования двигателя наддувом и снизить теплонапряженность его деталей.

Высокая нагрузочная адаптивность рассматриваемой системы заключается в том, что именно на режимах повышенных нагрузок, где возрастает необходимость в снижении теплонапряженности цилиндро-поршневой группы и головки цилиндров имеет место усиление охлаждения наддувочного воздуха и улучшение условий продувки цилиндров.

Наиболее полно потенциальные возможности СНГО КОД могут быть востребованы в высокофорсированных двигателях дорожно-строительной и специальной техники, работающей в широком диапазоне часто изменяющихся режимов в тяжелых эксплуатационных условиях.

Литература

1. Ключ О.В. The principle organization of work process unit of cascade compression and its application / О.В. Ключ, А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев // *Scientific journals Maritime University of Szczecin. Szczecin.* – 2008. – 14 (86). – С. 25-29.
2. Система наддува транспортного ДВС с каскадным обменником давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянец // *Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.* – Луганськ, 2008. – Ч. 2, № 7 (125). – С. 197-200.
3. Крайнюк А.И. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления / А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянец // *Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.* – Луганськ, 2005. – № 8 (90). – С. 176-179.
4. Моделирование рабочего процесса газовой холодильной машины с каскадным обменником давления рефрижераторной секции железнодорожного транспорта / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, В.И. Кашуба, М.А. Брянец, С.В. Алексеев // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.* – Луганськ, 2008. – Ч. 1, № 5 (123). – С. 118-124.
5. Крайнюк А.И. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха / А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк // *Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.* – 2009. – № 1. – С. 57-62.

Поступила в редакцию 23.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.П. Кравченко, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Луганск, Украина.

РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ СИСТЕМИ НАДДУВУ КАСКАДНОГО ОБМІНУ ТИСКУ З ГЛУБОКИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

О.І. Крайнюк, С.В. Алексеев, О.С. Ковтун

Розглянуто особливості організації робочого процесу системи наддуву каскадного обміну тиску з глибоким охолодженням наддувного повітря. Приведені результати випробувань дослідного зразка системи наддуву на безмоторному стенді. Виявлена закономірність посилення ефекту охолодження наддувного повітря при підвищенні режиму навантаження комбінованого двигуна. Показана здатність системи наддуву забезпечити високий рівень наддуву при одночасному охолодженні наддувного повітря до температури нижчої за температуру навколишнього середовища без залучення додаткової механічної енергії на здійснення холодильного циклу.

Ключові слова: каскадний обмінник тиску, турбодетандер, наддув, глибоке охолодження, обмін енергією, каскадне стиснення, залишковий тиск, попереднє стиснення, стискаючий газ.

RESULTS OF TESTS OF SYSTEM OF SUPERCHARGE OF CASCADE EXCHANGE OF PRESSURE WITH DEEP COOLING OF AIR

A.I. Krajniuk, S.V. Alekseev, A.S. Kovtun

The working process organization of a cascade pressure exchange with deep cooling charge air has been described. Tests results of a supercharge system prototype at the motorless stand has been resulted. Increasing law of cooling effect charge air at rising of a loading mode of the combined engine has been revealed. Supercharge system's ability to provide high level of boosting has been shown. Thus charge air is cooled below ambient temperature without bringing in of additional mechanical energy on realization of refrigeration cycle.

Key words: cascade exchanger of pressure, turbo-detander, forced aspiration, deep cooling, exchange of energy, cascade compression, residual pressure, preliminary compression, compressing gas.

Крайнюк Александр Иванович – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой Двигатели внутреннего сгорания Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск, Украина, e-mail: ljangar@rambler.ru.

Алексеев Сергей Викторович – ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск, Украина, e-mail: alexsv@mail.dsip.net.

Ковтун Александр Сергеевич – аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск, Украина.

УДК 621.431

Д.С. МИНЧЕВ, Ю.Л. МОШЕНЦЕВ, А.В. НАГОРНЫЙ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ЭКСТРАПОЛЯЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Представлена методика экстраполяции характеристик радиально-осевых центростремительных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания для обеспечения замкнутого моделирования рабочего цикла комбинированных ДВС. В основу данной методики положен расчёт характеристик турбины, выполняемый в соответствии с термодинамической теорией ступени турбины. Предлагаемая методика позволяет осуществлять экстраполяцию экспериментальных характеристик радиально-осевых центростремительных турбин с удовлетворительной точностью при существенном дефиците экспериментальных данных.

Ключевые слова: турбокомпрессор, направляющий аппарат, характеристики турбины, моделирование рабочего цикла, газотурбинный наддув.

Введение

Постановка проблемы. Надёжное моделирование рабочего цикла комбинированных двигателей внутреннего сгорания невозможно без достоверного определения на каждом временном слое расчёта параметров компрессоров и турбин, входящих в их состав.

Известно, что, несмотря на достигнутый прогресс в расчетных методах, наиболее достоверные характеристики компрессоров и турбин различных типов могут быть получены только экспериментальным путём. Сказанное в полной мере относится к характеристикам радиально-осевых центростремительных турбин, находящих широкое применение как в составе турбокомпрессоров, служащих для наддува двигателя, так и в качестве силовых турбин, преобразующих энергию отходящих газов в механическую работу, передаваемую на коленчатый вал.

Экспериментальные характеристики имеют существенный недостаток: они определены в ограниченном диапазоне режимов работы турбины, что связано в основном с особенностями испытательных стендов. Кроме того, ведущие фирмы-производители турбокомпрессоров представляют характеристики турбин в крайне упрощённом и схематизированном виде, что существенно усложняет их использование в расчётах. Таким образом, задача разработки универсальной методики экстраполяции характеристик турбин, используемых в составе комбинированных ДВС, является актуальной.

Обзор публикаций. Вопросу экстраполяции характеристик турбин, используемых в составе ком-

бинированных ДВС, посвящено значительное количество публикаций. Как правило, экстраполяция расходной характеристики турбины (РХТ) и характеристики эффективности турбины (ХЭТ) осуществляется независимо. При экстраполяции РХТ проточная часть турбины представляется в виде эквивалентного сопла без отдельного рассмотрения течения газа в направляющем аппарате (НА) и рабочем колесе (РК). Влияние поля центробежных сил, возникающих в колесе радиально-осевой турбины, и изменения реактивности ступени турбины упрощённо учитывается коэффициентом, зависящим либо от полного перепада давлений на ступени турбины [7], либо от числа Рейнольдса на входе в направляющий аппарат турбины [8]. Экстраполяция ХЭТ осуществляется путём аппроксимации экспериментальных кривых полиномиальными функциями, отдельно для каждой изотопии, причём в качестве абсциссы используется характеристическое соотношение u_{1r}/c_0 [7 – 9]. Отметим, что в ряде случаев для осуществления экстраполяции значение u_{1r}/c_0 , соответствующее максимуму эффективности турбины принимается на основе статистических данных [9]. Недостатки подобных подходов очевидны:

1) для качественной экстраполяции необходимо иметь весьма подробные экспериментальные данные;

2) ввиду отсутствия экспериментальных данных добавление на характеристику дополнительных изотопов сопряжено с принятием неизбежных допущений.

В работах [1, 3 – 5] изложены методики расчётного построения приближённых характеристик

турбины на основе сведений о геометрии проточной части ступени и экспериментального уточнения ряда коэффициентов. Несомненным достоинством такого подхода является возможность его использования даже при крайне фрагментарном характере экспериментальных данных. Однако преобразование данных методик в соответствие с общепринятым представлением РХТ и ХЭТ, и их адаптация для задачи экстраполяции характеристик имеет ряд особенностей, рассматриваемых в данной работе.

Цель работы – разработка методики экстраполяции экспериментальных характеристик радиально-осевых центробежных турбин ДВС. Методика должна обеспечивать возможность экстраполяции характеристик турбины, в том числе при существенном дефиците экспериментальных данных.

Изложение основного материала

Расходная характеристика турбины и характеристика эффективности турбины обычно представляются в приведенных параметрах совокупностью изотопов вида:

$$\text{РХТ: } G_{\text{тпр}} = f(\Pi_t) \Big|_{n_{\text{тпр}} = \text{idem}};$$

$$\text{ХЭТ: } \eta_t = f(\Pi_t) \Big|_{n_{\text{тпр}} = \text{idem}} \text{ либо } \eta_t = f(u_{1t}/c_0) \Big|_{n_{\text{тпр}} = \text{idem}};$$

$$G_{\text{тпр}} = \frac{G_t \sqrt{T_t}}{p_t}; n_{\text{тпр}} = \frac{n_{\text{ТК}}}{\sqrt{T_t}},$$

где G_t , $G_{\text{тпр}}$ – действительный и приведенный расход газов через турбину соответственно; T_t , p_t – температура и давление газов на входе в турбину; $n_{\text{ТК}}$, $n_{\text{тпр}}$ – действительная и приведенная частота вращения ротора турбины соответственно.

Экстраполяция экспериментальных характеристик турбины турбокомпрессора заключается в их распространении на интересующую расчетную область, характеризующуюся заданным диапазоном изменения степени понижения давления газов в турбине Π_t и приведенной частоты вращения $n_{\text{тпр}}$. Как правило, необходимо обеспечить расчет параметров турбины в диапазоне $\Pi_t = 1 \dots 5$ и $n_{\text{тпр}} = 0 \dots n_{\text{тпр, max}}$, где $n_{\text{тпр, max}}$ соответствует предельно допустимой для данного турбокомпрессора частоте вращения ротора.

При разработке методики экстраполяции необходимо удовлетворить следующим требованиям:

1) обеспечить возможность продления экспериментальных кривых постоянных частот (изотопов) на всю расчетную область;

2) обеспечить возможность добавления дополнительных изотопов для повышения подробности характеристик и расширения расчетного диапазона;

3) обеспечить возможность экстраполяции характеристик с удовлетворительной точностью при

недостатке исходных данных.

Для выполнения указанных требований методике экстраполяции целесообразно выстраивать в соответствии с термодинамической теорией ступени турбины, что позволит осуществлять взаимосвязанную экстраполяцию РХТ и ХЭТ.

Стержневые уравнения алгоритма предлагаемой методики следующие:

$$G_{\text{тпр}} = F_{1t} \Phi_t \Psi_{1t} \xi_{1t} \frac{1}{\sqrt{R_{\text{пт}}}}; \quad (1)$$

$$\eta_{\text{ет}} = \alpha_{\text{ут}} \left[1 - 2\phi_t^2 (1 - \rho_t) \cdot \left(\left(\frac{1}{\phi_t^2} - 1 \right) + \left(\frac{1}{\psi_t^2} - 1 \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 + \left(\frac{c_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 \right) \right] - \xi_{\text{тр}}; \quad (2)$$

$$G_{\text{тпр}} = F_{2t} w_{2t} \xi_{1t} \xi_{2t} \frac{1}{R_{\text{пт}} \sqrt{T_t^*}} \left(\frac{1}{\Pi_t} \right)^{\frac{1}{k_t}}, \quad (3)$$

где F_{1t} , F_{2t} – площадь сечения на выходе потока из НА и РК соответственно; ξ_{1t} , ξ_{2t} – коэффициенты, учитывающие отличие плотности газа при действительном и адиабатическом истечении на выходе из НА и РК турбины соответственно; ϕ_t , ψ_t – скоростные коэффициенты НА и РК турбины; Ψ_{1t} – функция расхода НА турбины; ρ_t – степень реактивности ступени турбины; c_{1t} , c_{2t} – абсолютная скорость газа на выходе из НА и на выходе из РК соответственно; w_{2t} – относительная скорость на выходе из РК; $\alpha_{\text{ут}}$ – коэффициент утечек; $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент снижения КПД турбины из-за потерь на трение; T_t^* – температура заторможенного потока на входе в турбину; $\Pi_t = p^*/p_{2t}$ – степень понижения давления на ступени турбины (отношение полного давления на входе в НА к статическому давлению на выходе из РК).

Коэффициенты ξ_{1t} , ξ_{2t} определяются так:

$$\xi_{1t} = \left(\phi_t^2 + (1 - \phi_t^2) \cdot \Pi_t^{\frac{1-k_t}{k_t}} \right)^{-1};$$

$$\xi_{2t} = \frac{1 - \left(1 - \left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 + \frac{1}{\psi_t^2} \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 \right) \phi_t^2 (1 - \rho_t) \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-k_t}{k_t}} \right)}{1 - \left(1 - \left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 + \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 \right) \phi_t^2 (1 - \rho_t) \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-k_t}{k_t}} \right)},$$

где Π_t – степень понижения давления на НА.

Уравнения (1) и (3) представляют собой уравнения расхода, записанные для выходного сечения НА и РК турбины соответственно. Уравнение (2) позволяет определить эффективный КПД ступени

турбины для чего необходимо рассчитать треугольники скоростей на выходе из НА и РК, определить φ_t и ψ_t , вычислить величину утечек газа через зазоры и определить потери мощности на трение в подшипниках и дисковые потери. Уравнение (3) является замыкающим для общей системы уравнений и позволяет её разрешить относительно независимого параметра, в качестве которого предлагается использовать степень реактивности турбины ρ_t .

Основные трудности, возникающие при расчёте характеристик турбины связаны с определением в каждой расчётной точке параметров α_{1t} (угол выхода потока из НА), φ_t , ψ_t , β_{2t} (угол выхода потока из РК).

В работе [5] предложена методика определения α_{1t} и φ_t для безлопаточного НА в зависимости от режима течения газа. Методика включает в себя систему из трёх уравнений, решаемых численно с использованием подробных сведений по геометрии проточной части НА. В случае отсутствия данных сведений можно воспользоваться следующими регрессионными зависимостями, которые получены путём обработки экспериментальных данных:

$$\varphi_t = \varphi_{t \max} (A \cdot M_{cl}^2 + B \cdot M_{cl} + C);$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1k} + \mu_{\alpha 1} (D \cdot M_{cl}^2 + E \cdot M_{cl} + F),$$

где $\varphi_{t \max}$ – максимальное значение скоростного коэффициента; $\mu_{\alpha 1}$ – множитель; M_{cl} – число Маха для минимального сечения НА; $A = -0,0893$; $B = 0,1895$; $C = 0,8973$; $D = 6,179$; $E = -0,4964$; $F = 0,0912$.

Для случая лопаточного НА необходимо учесть отклонение потока газа в зависимости от числа Маха в минимальном сечении НА при подкритическом истечении, а также учесть отклонение потока при установлении критического и сверхкритического перепада давлений на НА вследствие расширения газа в косом срезе. В этом случае можно воспользоваться методикой, изложенной в [1, 4]. Скоростной коэффициент лопаточного направляющего аппарата определяется суммой потерь на трение, кромочных и концевых потерь:

$$\varphi_t = \sqrt{1 - (\zeta_{тр.н.а.} + \zeta_{кр.н.а.} + \zeta_{кон.н.а.})},$$

где $\zeta_{тр.н.а.}$, $\zeta_{кр.н.а.}$, $\zeta_{кон.н.а.}$ – коэффициенты потерь на трение, кромочных и концевых потерь.

Определение коэффициентов $\zeta_{тр}$, $\zeta_{кр}$, $\zeta_{кон}$ целесообразно осуществлять в соответствии с рекомендациями [3] на основании сведений о величине соответствующих потерь для расчётного режима работы турбины.

Как известно, потери в колесе турбины состоят из профильных, кромочных, концевых потерь (данные виды потерь учитываются ψ_t), а также потерь в радиальном зазоре и дисковых потерь, рассматриваемых отдельно и не учитываемых в окружном КПД турбины.

Величина кромочных и профильных потерь при работе турбины на нерасчётных режимах является определяющей. В [1] потери, связанные с нерасчётным углом выхода потока газа из направляющего аппарата в рабочее колесо выделяются в отдельный вид потерь на входе и определяются путём численного решения весьма громоздкой системы уравнений. На основании анализа экспериментальных и расчётных зависимостей, приведенных в [1] можно предложить следующий упрощённый подход для определения коэффициента потерь на входе в колесо турбины $\zeta_{вх}$:

$$\text{при } \beta_{1t} > \beta_{1tk} - \delta\beta_{1tk}: \zeta_{вх} = a_{вх} \sin^2(\beta_{1t} + \delta\beta_{1t} - \beta_{1tk});$$

$$\text{при } \beta_{1t} < \beta_{1tk} - \delta\beta_{1tk}: \zeta_{вх} = b_{вх} \sin^2(\beta_{1t} + \delta\beta_{1t} - \beta_{1tk}),$$

где $a_{вх}$ и $b_{вх}$ – коэффициенты (или полиномы), подбираемые на основании экспериментальных зависимостей КПД турбины; β_{1t} , β_{1tk} – действительный и конструктивный угол входа потока газа в РК в относительном движении; $\delta\beta_{1tk}$ – поправка, учитывающая неравномерность эпюры скорости на входе в РК.

В соответствии с [1] $a_{вх} \approx 0.5 \dots 2$, в то время как $b_{вх} \approx 1,5 \dots 3$. С ростом относительной частоты вращения колеса коэффициент $b_{вх}$ увеличивается, а коэффициент $a_{вх}$ уменьшается.

Скоростной коэффициент РК может быть рассчитан по такой зависимости:

$$\psi_t = \sqrt{\left(\psi_{тр.ас}^2 - \zeta_{вх} \frac{w_{1t}^2}{w_{2адт}^2} \right) \frac{1}{1 + \zeta_{к.с}}},$$

где $\psi_{тр.ас}$ – скоростной коэффициент на расчётном режиме, w_{1t} – действительная относительная скорость на входе в РК; $w_{2адт}$ – теоретическая скорость газа на выходе из РК при адиабатном истечении; $\zeta_{к.с}$ – коэффициент потерь в косом срезе на выходе из РК (при установлении критической скорости на выходе).

Теоретическая относительная скорость на выходе из РК:

$$w_{2адт} = c_{1t} \sqrt{\left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 + \frac{1}{\varphi_t^2} \frac{\rho_t}{1 - \rho_t} - \left(\frac{u_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 (1 - \mu_t^2)},$$

где μ_t – степень радиальности РК турбины.

Для определения осреднённого угла потока на выходе из РК β_{2t} можно воспользоваться методикой [5]. Как и в случае определения α_{1t} необходимо учесть отклонение потока вследствие его расширения в косом срезе при сверхкритическом истечении.

Экстраполяция характеристик турбины в соответствии с предлагаемой методикой заключается в расчётном построении характеристик по имеющимся сведениям о геометрии проточной части ступени турбины и приведении расчётных характеристик в соответствие с экспериментальными данными путём подбора значений ряда корректирующих

параметров. В качестве корректирующих параметров выступают параметры, определяющие величину различных составляющих потерь в проточной части турбины ($\phi_{\text{тmax}}$, $a_{\text{вх}}$, $b_{\text{вх}}$, $\psi_{\text{трас}}$ и ряд других), параметры характеризующие геометрию проточной части (в случае, если таковые неизвестны).

В качестве примера рассмотрим типичную задачу экстраполяции характеристики турбины турбокомпрессора при существенном недостатке экспериментальных данных. Исходными данными для экстраполяции послужили характеристика турбины турбокомпрессора Garrett GT2056 (рис. 1) и геометрия РК турбины, представленные фирмой-производителем [6]. Диаметр колеса турбины на входе $d_{1t} = 47$ мм, наружный диаметр РК на выходе $d_{2t} = 40$ мм, диаметр втулки РК $d_{2\text{врт}} = 14,5$ мм, высота лопатки РК на входе $b_{\text{н.а}} = 6,1$ мм, средний конструктивный угол выхода потока из РК $\beta_{2\text{тк}} = 42^\circ$.

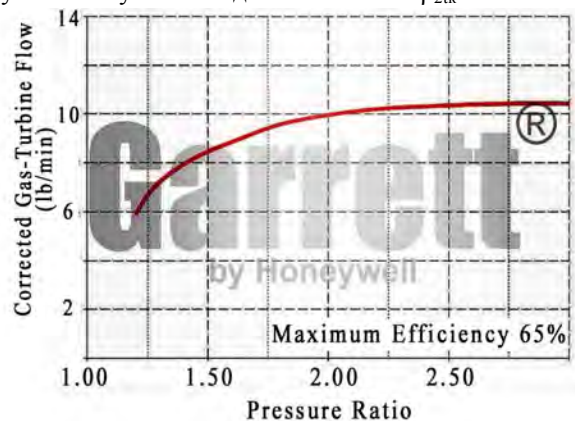


Рис. 1. Характеристика турбины турбокомпрессора Garrett GT2056 [6]

Как видно из рис. 1, характеристика, предоставляемая фирмой-производителем является очень упрощённой и представляет собой РХТ, полученную путём построения огибающей серии изотех, сведения о ХЭТ ограничены значением максимального значения эффективного КПД турбины.

Экстраполированные характеристики представлены в виде набора из 12 изотех $n_{\text{тпр}} = 1; 569; 1192; 1788; 2385; 2981; 3577; 4173; 4769; 5365; 5961; 6558$ мин⁻¹. Взаимное расположение изотех указано на рис. 2 при помощи стрелок. Принятый диапазон изменения $n_{\text{тпр}}$ соответствует диапазону изменения частоты компрессора Garrett GT2056, характеристика которого также приведена в [6].

Данные характеристики в виде цифровых массивов интегрируются в замкнутую математическую модель рабочего цикла комбинированного ДВС [2].

Выводы

Предложенная методика экстраполяции экспериментальных характеристик радиально-осевых

центростремительных турбин ДВС может использоваться при различном объёме экспериментальных данных, в том числе при существенном их дефиците. Дальнейшие работы в данном направлении могут быть связаны с распространением данной методики на турбины иных типов.

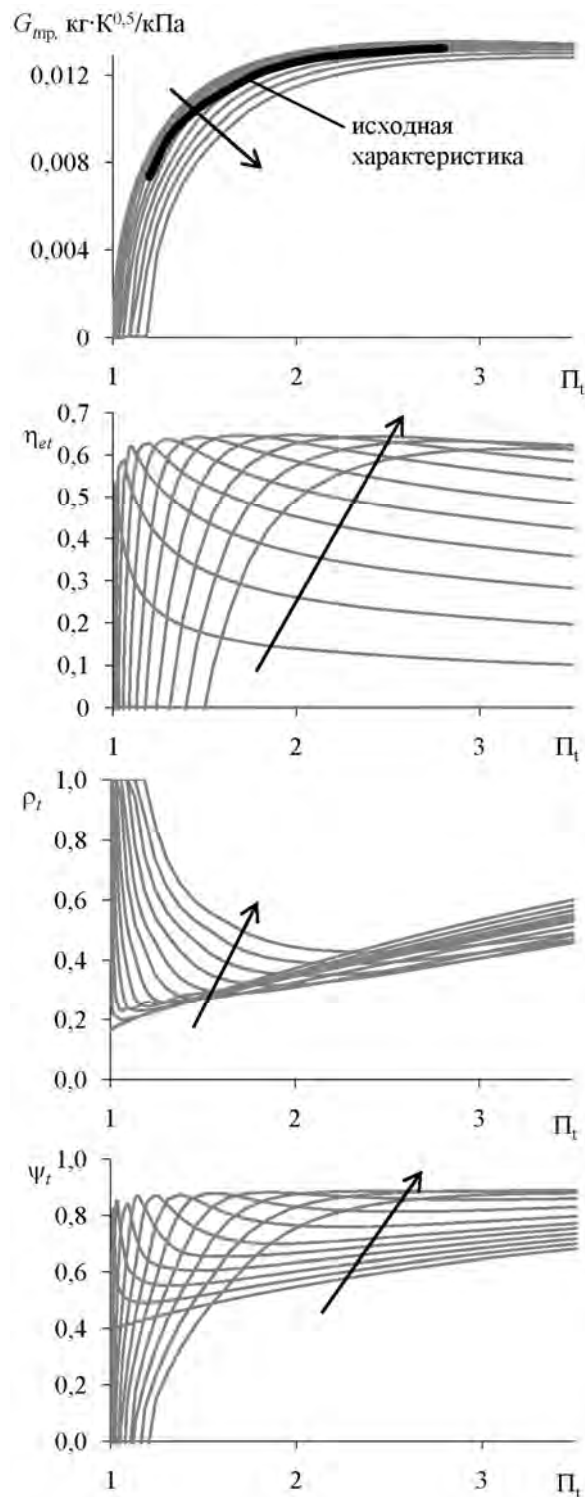


Рис. 1. Экстраполяция характеристик турбины турбокомпрессора Garrett GT2056; стрелками показано направление возрастания приведенной частоты $n_{\text{тпр}}$

Литература

1. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчёт центробежной турбины / В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1966. – 199 с.
2. Минчев Д.С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы наддува: дисс. ... к.т.н. / Д.С. Минчев. – Николаев: НУК, 2011. – 243 с.
3. Розенберг Г.Ш. Судовые центробежные газовые турбины / Г.Ш. Розенберг. – Л.: Судостроение, 1964. – 256 с.
4. Теория реактивных двигателей: лопаточные машины / П.К. Казанджан, Л.П. Алексеев, А.Н. Говоров, Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров; под ред. Б.С. Стечкина. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1956. – 548 с.
5. Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин. –

М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.

6. Garrett product catalog : catalog / Garrett. – 2009. – 84 p.

7. Moraal P. Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications / P. Moraal, I. Kolmanovsky // SAE Technical Paper Series. – 1999. – № 1999-01-0908.

8. Samech Shaaban. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance : doktor-ingenieur genehmigte Dissertation / Shaaban Samech. – Vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Hannover, 2004. – 256 p.

9. Westin F. Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine: doctoral thesis / F. Westin. – KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2005. – 287 p.

10. Hiereth H. Charging the Internal Combustion Engine / H. Hiereth, P. Prenninger. – Wien: Springer-WienNewYork, 2007. – 268 p.

Поступила в редакцию 30.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

ЕКСТРАПОЛЯЦІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДІАЛЬНИХ ДОЦЕНТРОВИХ ТУРБІН ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Д.С. Мінчев, Ю.Л. Мошенцев, А.В. Нагірний

Представлена методика екстраполяції характеристик радіально-осьових доцентрових турбін турбокомпресорів двигунів внутрішнього згоряння з метою забезпечення замкненого моделювання робочого циклу комбінованих ДВЗ. Дана методика базується на розрахунку характеристик турбіни, який виконується у відповідності до теорії ступеня турбіни. Запропонована методика дозволяє здійснювати екстраполяцію експериментальних характеристик радіально-осьових доцентрових турбін з задовільною точністю за умови дефіциту експериментальних даних.

Ключові слова: турбокомпресор, скеровуючий апарат, характеристики турбіни, моделювання робочого циклу, газотурбінний наддув.

EXTRAPOLATION OF TURBOCHARGER RADIAL TURBINE ENGINE CHARACTERISTICS

D.S. Minchev, U.L. Moshentsev, A.V. Nagirnyi

The method for extrapolation of turbocharger radial turbine characteristics is presented. Extrapolated characteristics are of the utmost significance for correct thermodynamic simulation of internal combustion engine cycle. The method is based on calculation of turbine characteristics according to gas-turbine theory. Suggested method is suitable for turbine characteristics extrapolation with satisfactory accuracy in spite of significant lack of input data.

Key words: turbocharger, turbine guide nozzle, turbine characteristics, engine cycle simulation.

Мінчев Дмитрій Степанович – канд. техн. наук, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: misaidi-ma@gmail.com.

Мошенцев Юрий Леонидович – канд. техн. наук, проф., проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: ugmosh@mail.ru

Нагорный Антон Викторович – аспирант, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Nagorniy.Anton@yandex.ru.

УДК 621.431

Б.Г. ТИМОШЕВСЬКИЙ, М.Р. ТКАЧ, О.С. МИТРОФАНОВ*Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна***МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ СИНТЕЗ-ГАЗУ
У ЦИЛІНДРІ ДВЗ**

Наведена математична модель процесу згоряння синтез-газу в поршневих двигунах з іскровим запаленням. Відмінною особливістю моделі є врахування швидкості розповсюдження фронту полум'я у циліндрі в залежності від складу синтез-газу. Докладно описаний спосіб визначення площі фронту полум'я, а також об'єму вигорілого синтез-газу в залежності від геометричних особливостей камери згоряння та швидкості вигорання синтез-газу. Встановлена адекватність цієї моделі шляхом порівняння результатів математичного моделювання та відомих експериментальних даних. Розбіжність цих результатів не перевищує 8%, що досить прийнятне при моделюванні робочих процесів ДВЗ.

Ключові слова: синтез-газ, альтернативне паливо, фронт полум'я, швидкість згоряння, парова конвеція, параметри робочого процесу.

Постановка проблеми

На кафедрі двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) Національного університету кораблебудування під керівництвом професора Ю.Л. Мошечева розроблена математична модель робочого циклу двигуна, яка досить адекватно відображає реальні процеси у двигунах, що працюють на стандартному дизельному паливі. Використання її для визначення параметрів ДВЗ, що працює на синтез-газі, не є прийнятним. Насамперед це пов'язане з процесами тепловиділення, які базуються на об'ємному законі вигорання та описується напівемпіричним рівнянням І.І. Вібе. До основних недоліків останнього належать: для розрахунку двигуна, що працює на синтез-газі, потрібні експериментальні дані (загальна тривалість згоряння φ_z й емпіричний коефіцієнт характеру згоряння m); немає чіткого взаємозв'язку складу синтез-газу зі швидкістю згоряння компонентів. Варто відзначити, що об'ємний закон вигорання не враховує реальної геометрії фронту полум'я та геометрії камери згоряння, а також розташування джерела запалення.

Для ДВЗ, які працюють на синтез-газі, більш прийнятною є модель, яка враховує швидкість згоряння кожного компонента газу та враховує геометрію камери згоряння. Однак існуюча модель є достатньо придатною для подальшого удосконалення з метою врахування необхідних чинників і особливостей при згорянні синтез-газу різного складу в двигунах з примусовим іскровим запаленням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Попередній аналіз показав, що для двигунів з іскровим запаленням досить часто використовується напівем-

піричне рівняння І.І. Вібе, навіть у двозонних моделях робочого циклу ДВЗ [1–5]. Воно набуло досить широкого поширення завдяки своїй простоті та задовільній точності при використанні звичайних видів палива. Але для випадку застосування синтез-газу, складовими якого є водень, оксид вуглецю, метан, ацетилен та ін., більш доцільним є використання моделі, яка б враховувала швидкість згоряння кожного з компонентів [2, 6].

Мета даної роботи – розробка адекватної математичної моделі процесу згоряння синтез-газу, яка враховує швидкість розповсюдження фронту полум'я, геометрію камери згоряння, розташування джерела запалення, а також враховує вплив складу синтез-газу на процеси згоряння.

2. Виклад основного матеріалу

Маса заряду, яка згоріла в певний проміжок часу, може бути розрахована за наступним рівнянням [2]:

$$\frac{dM_b}{dt} = \rho_u A_f w_T,$$

де ρ_u – густина газу в зоні свіжого заряду; A_f – площа поверхні фронту полум'я; w_T – турбулентна швидкість розповсюдження фронту полум'я.

Турбулентна швидкість розповсюдження фронту полум'я залежить від ламінарної швидкості згоряння синтез-газу та може бути представлена залежністю [2, 7, 8]

$$w_T = f \cdot w_H, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт, що враховує турбулізацію потоку.

Коефіцієнт f у рівнянні (1) може бути визначе-

ний за залежністю, запропонованою у [2]:

$$f = 1 + 0,002 \cdot n,$$

де n – кількість обертів колінчастого вала двигуна.

Нормальна швидкість розповсюдження полум'я залежить тільки від молекулярних характеристик суміші. Значення максимальної нормальної швидкості може бути отримане за формулою [9]

$$w_{n \max} = \frac{C_1 w_1 + C_2 w_2 + C_n w_n}{C_1 + C_2 + C_n}, \quad (2)$$

де C_1, C_2, C_n – вміст компонентів у синтез-газі; w_1, w_2, w_n – відповідно максимальні значення нормальної швидкості розповсюдження полум'я для суміші кожного компоненту з повітрям.

Формула (2) більш придатна для суміші газів з малим вмістом баласту (не більш 5%). За наявності у синтез-газі баласту (CO_2, N_2) більше ніж 5% необхідно визначати нормальну швидкість розповсюдження полум'я без баласту, а потім корегувати значення відповідно до формули [9]

$$w_{n.b.} = w_n (1 - 0,01 \cdot \text{N}_2 - 0,012 \cdot \text{CO}_2),$$

де N_2, CO_2 – вміст азоту та двоокису вуглецю у складі синтез-газу.

Для синтез-газу відомого складу нормальна швидкість розповсюдження полум'я є фізико-хімічною характеристикою та залежить від температури й тиску. Залежність нормальної швидкості від тиску та температури має вигляд [1–3, 5]:

$$w_n = w_{n.o} \left(\frac{T}{T_o} \right)^a \left(\frac{P}{P_o} \right)^b (1 - 2,1\gamma_r),$$

де $w_{n.o}$ – нормальна швидкість розповсюдження фронту полум'я при абсолютній нормальній початковій температурі; T_o, P_o – абсолютні початкові температура та тиск синтез-газу відповідно; T, P – відповідно температура підігріву синтез-газу та надлишковий тиск; γ_r – коефіцієнт залишкових газів; $a = 2,18 - 0,8(\alpha - 1)$; $b = -0,16 - 0,22(\alpha - 1)$.

Таким чином, збільшення температури синтез-газу призводить до значного зростання нормальної швидкості, а підвищення тиску – навпаки.

Площа поверхні фронту полум'я визначається з врахуванням геометрії камери згоряння, положення джерела запалення та положення поршня.

Миттєве положення поршня пов'язане з кутом повороту колінчастого вала залежністю [6]

$$z = \frac{S_n}{2} \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right),$$

де S_n – хід поршня; φ – змінне значення кута повороту колінчастого вала, яке відраховується від положення поршня у верхній мертвій точці; λ – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна.

У цілому професором Д.Д. Матієвським було виділено та визначено три основні випадки:

симетрична камера згоряння висотою $H_{к.з.}$ циліндричної форми з розташуванням свічки запалення на осі;

симетрична камера згоряння висотою $H_{к.з.}$ циліндричної форми з асиметричним розташуванням свічки запалення;

клиноподібна камера згоряння висотою $H_{к.з.}$ з асиметричним розташуванням свічки запалення.

У першому випадку, найбільш простому, фронт полум'я являє собою поверхню половини сфери, а об'єм продуктів згоряння – об'єм цієї напівсфери. Залежно від радіуса фронту полум'я R_f , координати положення поршня z та діаметра циліндра $D_{ц}$ можливо виділити чотири випадки:

при $R_f \leq \frac{D_{ц}}{2}$ і $R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння відповідно визначаються як

$$F_f = \frac{8}{D_{ц}^2} R_f^2; \quad V_b = \frac{2\pi R_f^3}{3};$$

при $R_f \leq \frac{D_{ц}}{2}$ і $R_f > z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння

$$F_f = \frac{8}{D_{ц}^2} R_f z; \quad V_b = \left(R_f^2 - \frac{z^2}{3} \right) \pi z;$$

при $R_f > \frac{D_{ц}}{2}$ і $R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння

$$F_f = \frac{8}{D_{ц}^2} R_f^2 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{D_{ц}^2}{4R_f^2}} \right);$$

$$V_b = \frac{2\pi R_f^3}{3} \left[1 - \left(1 - \frac{D_{ц}^2}{4R_f^2} \right)^{\frac{3}{2}} \right];$$

при $R_f > \frac{D_{ц}}{2}$ і $R_f > z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння відповідно визначаються за формулами

$$F_f = \frac{8}{D_{ц}^2} R_f^2 \left(\frac{z}{R_f} - \sqrt{1 - \frac{D_{ц}^2}{4R_f^2}} \right);$$

$$V_b = \frac{2\pi R_f^3}{3} \left[\frac{3z}{2R_f} - \frac{z^3}{2R_f^3} - \left(1 - \frac{D_{ц}^2}{4R_f^2} \right)^{\frac{3}{2}} \right].$$

У другому випадку фронт полум'я являє собою поверхню четвертої частини сфери, розрізаної циліндром, а об'єм продуктів згоряння – об'єм цієї фігури. Залежно від R_f та z можливо виділити чотири

випадки:

при $0 < R_f \leq D_{\text{ц}}$ і $R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння відповідно визначаються як

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{\pi}{2} - E \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right]; \quad (3)$$

$$V_b = \frac{\pi R_f^3}{3} - \frac{R_f D_{\text{ц}}^2}{9} \sin 2\varphi_C \sqrt{1 - \frac{R_f^2}{D_{\text{ц}}^2} \sin^2 \varphi_C} -$$

$$- \frac{2R_f^3}{3} \left[\frac{2}{3} \left(2 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) E \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - \right. \quad (4)$$

$$\left. - \frac{1}{3} \left(1 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) F \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right];$$

при $z < R_f \leq D_{\text{ц}}$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{z}{R_f} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) - \right. \quad (5)$$

$$\left. - E \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) + E \left(\varphi_B; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right];$$

$$V_b = \frac{z D_{\text{ц}}^2}{2} \left(\varphi_B - \frac{\sin 2\varphi_B}{2} \right) + \left(z R_f^2 - \frac{z^3}{3} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) - \frac{R_f D_{\text{ц}}^2}{9} \sin 2\varphi_C \sqrt{1 - \frac{R_f^2}{D_{\text{ц}}^2} \sin^2 \varphi_C} +$$

$$+ \frac{z D_{\text{ц}}^2}{9} \sin 2\varphi_B - \frac{4R_f^3}{9} \left(2 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) \times \quad (6)$$

$$\times \left[E \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - E \left(\varphi_B; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right];$$

при $D_{\text{ц}} < R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{\pi}{2} - E \left(\frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right]; \quad (7)$$

$$V_b = \frac{\pi R_f^3}{3} - \frac{2R_f^3}{3} \left[\frac{2}{3} \left(2 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) E \left(\frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - \right. \quad (8)$$

$$\left. - \frac{1}{3} \left(1 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) F \left(\frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right];$$

при $R_f > D_{\text{ц}}$ і $R_f > z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння відповідно визначаються за формулами

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{z}{R_f} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) - \right. \quad (9)$$

$$\left. - E \left(\frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) + E \left(\varphi_B; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right];$$

$$V_b = \frac{z D_{\text{ц}}^2}{2} \left(\varphi_B - \frac{\sin 2\varphi_B}{2} \right) + \left(z R_f^2 - \frac{z^3}{3} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) + \frac{R_f D_{\text{ц}}^2}{9} \sin 2\varphi_C \sqrt{1 - \frac{R_f^2}{D_{\text{ц}}^2} \sin^2 \varphi_C} -$$

$$- \frac{4R_f^3}{9} \left(2 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) \left[E \left(\frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - E \left(\varphi_B; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right] +$$

$$+ \frac{2R_f^3}{9} \left(1 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) \left[F \left(\frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - F \left(\varphi_B; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) \right]. \quad (10)$$

У третьому випадку залежно від R_f , z та $H_{\text{к.з.}}$ можливо виділити чотири випадки:

при $0 < R_f \leq \sqrt{D_{\text{ц}}^2 + H_{\text{к.з.}}^2}$ і $R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння відповідно визначаються як

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{\pi}{2} - E \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - \right. \quad (11)$$

$$\left. - \arcsin \left(\frac{\cos \varphi_C}{\sqrt{1 + \frac{D_{\text{ц}}^2}{H_{\text{к.з.}}^2}}} \right) \right];$$

$$V_b = \frac{\pi R_f^3}{3} - \frac{R_f D_{\text{ц}}^2}{9} \sin 2\varphi_C \sqrt{1 - \frac{R_f^2}{D_{\text{ц}}^2} \sin^2 \varphi_C} -$$

$$- \frac{H_{\text{к.з.}} D_{\text{ц}}^2}{2} \left(\frac{\varphi_C}{2} - \frac{\sin 2\varphi_C}{3} + \frac{\sin 4\varphi_C}{24} \right) -$$

$$- \frac{2R_f^3}{3} \left[\frac{2}{3} \left(2 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) E \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) - \right. \quad (12)$$

$$\left. - \frac{1}{3} \left(1 - \frac{D_{\text{ц}}^2}{R_f^2} \right) F \left(\varphi_C; \frac{D_{\text{ц}}}{R_f} \right) + \arcsin \left(\frac{\cos \varphi_C}{\sqrt{1 + \frac{D_{\text{ц}}^2}{H_{\text{к.з.}}^2}}} \right) \right];$$

при $z < R_f \leq \sqrt{D_{\text{ц}}^2 + H_{\text{к.з.}}^2}$ і $R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згоряння визначаються як

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{z}{R_f} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) - E \left(\varphi_C; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) + E \left(\varphi_B; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) - \arcsin \left(\frac{\cos \varphi_C}{\sqrt{1 + \frac{D_{\Pi}^2}{H_{\text{к.з.}}^2}}} \right) \right]; \quad (13)$$

$$V_b = \frac{zD_{\Pi}^2}{2} \left(\varphi_B - \frac{\sin 2\varphi_B}{2} \right) + \left(zR_f^2 - \frac{z^3}{3} \right) \times \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) - \frac{R_f D_{\Pi}^2}{9} \sin 2\varphi_C \sqrt{1 - \frac{R_f^2}{D_{\Pi}^2} \sin^2 \varphi_C} + \frac{zD_{\Pi}^2}{9} \sin 2\varphi_B - \frac{H_{\text{к.з.}} D_{\Pi}^2}{2} \times \left(\frac{\varphi_C}{2} - \frac{\sin 2\varphi_C}{3} + \frac{\sin 4\varphi_C}{24} \right) - \frac{2R_f^3}{3} \times \arcsin \left(\frac{\cos \varphi_C}{\sqrt{1 + \frac{D_{\Pi}^2}{H_{\text{к.з.}}^2}}} \right) - \frac{4R_f^3}{9} \left(2 - \frac{D_{\Pi}^2}{R_f^2} \right) \times \left[E \left(\varphi_C; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) - E \left(\varphi_B; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right] + \frac{2R_f^3}{9} \left(1 - \frac{D_{\Pi}^2}{R_f^2} \right) \left[F \left(\varphi_C; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) - F \left(\varphi_B; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right]; \quad (14)$$

при $\sqrt{D_{\Pi}^2 + H_{\text{к.з.}}^2} < R_f \leq z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згорання визначається

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{\pi}{2} - E \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right]; \quad (15)$$

$$V_b = \frac{\pi R_f^3}{3} - \frac{\pi D_{\Pi}^2 H_{\text{к.з.}}}{8} - \frac{2R_f^3}{3} \times \left[\frac{2}{3} \left(2 - \frac{D_{\Pi}^2}{R_f^2} \right) E \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) - \frac{1}{3} \left(1 - \frac{D_{\Pi}^2}{R_f^2} \right) F \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right]; \quad (16)$$

при $R_f > \sqrt{D_{\Pi}^2 + H_{\text{к.з.}}^2}$ і $R_f > z$ поверхня фронту полум'я та об'єм продуктів згорання відповідно визначаються таким чином:

$$F_f = 2R_f^2 \left[\frac{z}{R_f} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) - E \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) + E \left(\varphi_B; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right]; \quad (17)$$

$$V_b = \frac{zD_{\Pi}^2}{2} \left(\varphi_B - \frac{\sin 2\varphi_B}{2} \right) + \left(zR_f^2 - \frac{z^3}{3} \right) \times \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_B \right) + \frac{R_f D_{\Pi}^2}{9} \sin 2\varphi_C \sqrt{1 - \frac{R_f^2}{D_{\Pi}^2} \sin^2 \varphi_C} - \frac{\pi D_{\Pi}^2 H_{\text{к.з.}}}{8} - \frac{4R_f^3}{9} \left(2 - \frac{D_{\Pi}^2}{R_f^2} \right) \times \left[E \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) - E \left(\varphi_B; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right] + \frac{2R_f^3}{9} \times \left(1 - \frac{D_{\Pi}^2}{R_f^2} \right) \left[F \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) - F \left(\varphi_B; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) \right]. \quad (18)$$

У рівняннях (3) – (18) неповний і повний еліптичні інтеграли 1-го роду в нормальній формі Лежандра [10] відповідно

$$F \left(\varphi_C; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) = \int_0^{\varphi_C} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_f}{D_{\Pi}} \right)^2 \sin^2 \varphi}};$$

$$F \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_f}{D_{\Pi}} \right)^2 \sin^2 \varphi}} -$$

неповний і повний еліптичні інтеграли 2-го роду в нормальній формі Лежандра [10] відповідно

$$E \left(\varphi_C; \frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) = \int_0^{\varphi_C} \sqrt{1 - \left(\frac{R_f}{D_{\Pi}} \right)^2 \sin^2 \varphi} d\varphi;$$

$$E \left(\frac{D_{\Pi}}{R_f} \right) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{R_f}{D_{\Pi}} \right)^2 \sin^2 \varphi} d\varphi,$$

де в рівняннях (3) – (10)

$$\varphi_C = \arcsin \left(\frac{R_f}{D_{\Pi}} \right); \quad \varphi_B = \arcsin \left(\frac{\sqrt{R_f^2 - z^2}}{D_{\Pi}} \right),$$

а в рівняннях (11) – (28)

$$\varphi_C = \arcsin \left(\sqrt{\left(\frac{D_{\Pi}^2}{2H_{\text{к.з.}}^2} \right)^2 + \frac{R_f^2}{H_{\text{к.з.}}^2} - \frac{D_{\Pi}^2}{2H_{\text{к.з.}}^2}} \right);$$

$$\varphi_B = \arcsin \left(\frac{\sqrt{R_f^2 - z^2}}{D_{\Pi}} \right).$$

Отримана система рівнянь дає змогу розрахувати вигорілий об'єм паливоповітряної суміші в залежності від геометричних особливостей камери згорання та встановити зв'язок між складом синтез-

газу і швидкістю тепловиділення.

Для оцінки адекватності модифікованої математичної моделі робочого циклу двигуна, що працює на синтез-газі, виконане порівняння розрахункових і експериментальних значень тиску газів у циліндрі двигуна 1Ч 8,5 / 8,8 [11] (див. рис. 1).

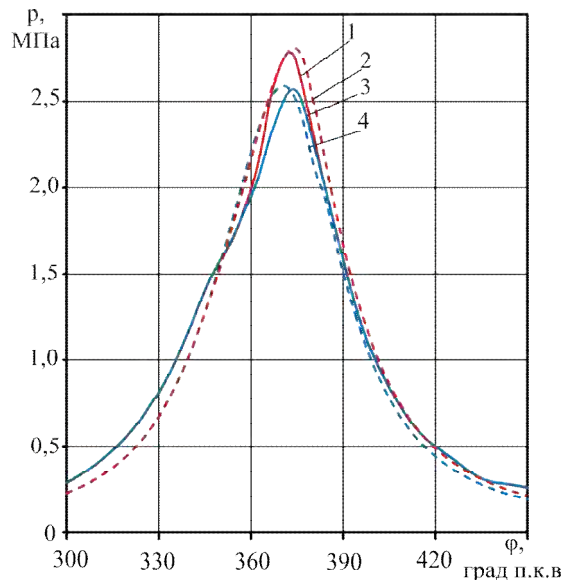


Рис. 1. Залежність зміни тиску p у циліндрі двигуна від кута повороту колінчастого вала:

- 1, 2 – результати моделювання та експеримент відповідно при 90 % H_2 та 10 % CO ;
- 3, 4 – результати моделювання та експеримент відповідно при 80 % H_2 та 20 % CO

При цьому розглядалися два складу синтез-газу: 90% H_2 і 10% CO та 80% H_2 і 20% CO .

Як видно з наведених даних, максимальна середньоквадратична похибка розрахункових даних, отриманих на основі модифікованої моделі, для випадку складу синтез-газу – 90% H_2 та 10% CO не перевищує 6%. Змінюючи склад синтез-газу до 80% H_2 , 20% CO та кут випередження запалення, максимальна середньоквадратична похибка розрахункових даних становить 7,8%.

При об'ємі вибірки – 100 середнє квадратичне відхилення становить 0,0095 МПа для складу синтез-газу – 90% H_2 та 10% CO й 0,0108 МПа для складу 80% H_2 , 20% CO .

Для оцінки розрахункового значення індикаторного тиску встановлюється довірчі інтервали та границі при вибраній довірчій вірогідності. Довірчі інтервали визначається відповідно до

$$I_p = (p_i - t_p \sigma_X; p_i + t_p \sigma_X).$$

Зафіксувавши довірчу вірогідність $P = 0,95$, ступінь вільності $k = n - 1$ за таблицею розподілів Стюдента визначаємо $t_p = 1,984$. Тоді для складу синтез-газу – 80% H_2 , 20% CO дійсне значення інди-

каторного тиску з ймовірністю 0,95 знаходиться між довірчими границями $p_i \pm 0,021$ МПа.

Висновки

1. Удосконалена математична модель робочого циклу ДВЗ з іскровим запаленням, відмінною особливістю якої є врахування швидкості розповсюдження фронту полум'я в залежності від складу синтез-газу, а також геометрії камери згоряння та розташування джерела запалення.

2. Результати оцінки адекватності моделі показали задовільне узгодження отриманих результатів з даними інших авторів (максимальна середньоквадратична похибка розрахункових даних, отриманих на основі моделі, знаходиться у межах 6,0...7,8%). Однак ці порівняння є недостатньо коректними, оскільки відсутня достовірна інформація про умови експериментів. Для підвищення точності та надійності запропонованої математичної моделі потрібні подальші теоретичні та експериментальні дослідження.

Література

1. Fiveland S.B. Development of a two-zone HCCI combustion model accounting for boundary layer effects / S.B. Fiveland, D.N. Assanis // *SAE International*. – 2001. – № 1. – P. 51-66.
2. Hosseini S.A developed quasi-dimensional combustion model in spark-ignition engines / S. Hosseini, R. Abdolah, A. Khani // *Materials of the World Congress on Engineering*, 2-4 July [2008]. – London, 2008. – P. 158-163.
3. Investigating cycle to cycle variations in an SI engine through experiments and a new computational model / J. Etheridge, S. Mosbach, M. Kraft, H. Wu, N. Collings. – Cambridge: Department of Chemical Engineering University of Cambridge, 2008. – 32 p.
4. Lindström F. Empirical combustion modeling in SI engines / F. Lindström. – Stockholm: Department of Machine Design Royal Institute of Technology, 2005. – 72 p.
5. Ramachandran S. Rapid thermodynamic simulation model of an internal combustion engine on alternate fuels / S. Ramachandran // *Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists*, 18-20 March [2009]. – Hong Kong, 2009. – Vol II. – P. 203-209.
6. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ : учеб. пособие для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Р.М. Петриченко, С.А. Батулин, Ю.Н. Исаков и др.; под ред. Р. М. Петриченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 328 с.
7. An empirical SI combustion model using laminar burning velocity correlations / F. Lindström,

H.-E. Ångström, G. Kalghatgi, C. E. Möller // SAE International. – 2005. – № 1. – P. 91-98.

8. Hermanns R.T.E. Laminar burning velocities of methane-hydrogen-air mixtures / R.T.E. Hermanns. – Veenendaal: Universal Press, 2007. – 144 p.

9. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива : справочное пособие / А.С. Иссерлин. – Л.: Недра, 1980. – 271 с.

10. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами: пер. с англ. / Под ред. М. Абрамовица, И. Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с.

11. Shudo T. Combustion characteristics of H_2 -CO-CO₂ mixture in an IC engine / T. Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5–8 March. – P. 105-115.

Надійшла до редакції 30.03. 2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.І. Сербін, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ СИНТЕЗ-ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ДВС

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.С. Митрофанов

Представлена математическая модель процесса сгорания синтез-газа в поршневых двигателях с искровым зажиганием. Отличительной особенностью модели является учет скорости распространения фронта пламени в цилиндре в зависимости от состава синтез-газа. Подробно описан способ определения площади фронта пламени, а также объема выгоревшего синтез-газа в зависимости от геометрических особенностей камеры сгорания и скорости выгорания синтез-газа. Установлена адекватность этой модели путем сравнения результатов математического моделирования и известных экспериментальных данных. Расхождение этих результатов не превышает 8%, что является достаточно приемлемым при моделировании рабочих процессов ДВС.

Ключевые слова: синтез-газ, альтернативное топливо, фронт пламени, скорость сгорания, паровая конверсия, параметры рабочего процесса.

MATHEMATICAL MODELING OF COMBUSTION PROCESS OF SYNTHESIS GAS IN THE CYLINDER ICE

B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach, A.S. Mitrofanov

The mathematical model of synthesis gas combustion of in piston engines with spark ignition is presented. A distinctive feature of the model is the account of the propagation velocity of the flame front in the cylinder depending on the composition of synthesis gas. In detail describes how to determine the area of the flame front, as well as the volume of burnt synthesis-gas, depending on the geometric characteristics of the combustion chamber and the speed of combustion synthesis-gas. The adequacy of this model by comparing of mathematical modeling results and available experimental data is established. The discrepancy between these results does not exceed 8%, which is quite acceptable for modeling of ICE operation processes.

Key words: synthesis gas, alternative fuel, the flame front, the rate of combustion, steam-conversion, the parameters of the working process.

Тимошевський Борис Георгійович – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: btym@mksat.net.

Ткач Михайло Романович – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри теоретичної механіки Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: tkach@mksat.net.

Митрофанов Олександр Сергійович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, Миколаїв, e-mail: m.aleksandr.s@mail.ru.

УДК 621.438

А.И. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДАХ С МАЛООБОРОТНЫМИ ДИЗЕЛЯМИ С УЧЕТОМ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

Рассматривается малооборотный дизель как крутильная система с распределенными параметрами, состоящая из маховиков (отсеков цилиндра, гребного винта), соединенных валами. Валы могут быть невесомыми (только жесткость) либо иметь распределенные параметры. К валам могут быть приложены распределенные крутящие моменты, обусловленные гистерезисом материала валов или демпфированием в подшипниках. Приведена методика расчетов параметров крутильных колебаний при стационарных и переходных процессах системы дизель – валопровод – гребной винт с учетом распределенных крутящих моментов и переменных диаметров валов валопровода.

Ключевые слова: дизель, крутильные колебания, волновое уравнение, собственная частота, форма колебаний, демпфирование, распределенные крутящие моменты.

Введение

При исследовании крутильных колебаний рассматривается два аспекта этого вопроса: определение собственных частот и форм и определение углов поворота сечений валопровода. В работах [1, 2] рассмотрена крутильная система, состоящая, как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров. В этих работах, как и в работах [1, 2] внешние силовые факторы считались сосредоточенными и приложенными к границам участков. При рассмотрении вынужденных колебаний (определении углов поворота сечений) необходимо учитывать демпфирующие крутящие моменты, например, моменты, обусловленные гистерезисом материала валов или демпфированием в подшипниках. Дейдвудный подшипник может иметь длину порядка трех метров и демпфирующий момент в нем нельзя считать сосредоточенным. Валы валопровода могут иметь длину 10–15 метров и потери на гистерезис в них тоже нельзя считать сосредоточенной силой.

Сложилась странная ситуация, когда, определив частоты собственных колебаний и формы, задачу о вынужденных колебаниях решают, не используя эти данные. Колебательную систему при этом считают упруго связанными дисками, уходя, таким образом, от вопроса рассмотрения процессов в валах, особенно на высоких частотах.

1. Формулирование проблемы

Требуется на основе решения волнового уравнения согласно методикам, изложенным в [1, 2], полу-

чить систему обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих параметры колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт с учетом распределенных моментов, обусловленных гистерезисом материала валов или демпфированием в подшипниках. Полученная система обыкновенных дифференциальных уравнений должна решаться аналитически или стандартным численным методом на ЭВМ.

Цель работы – разработать методику определения параметров крутильных колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт с учетом распределенных моментов, обусловленных гистерезисом материала валов или демпфированием в подшипниках.

1.1. Общие соотношения

Рассматривая равновесие бесконечно малого участка вала длиной dy , получим соотношение

$$\ddot{\varphi} I \rho dy = dM + \mu dy,$$

где φ – угол поворота сечения вала; I – полярный момент инерции сечения вала; $M = GI \frac{d\varphi}{dy}$ –

крутящий момент в сечении вала; G – модуль сдвига; μ – внешний распределенный вдоль оси вала крутящий момент. Это соотношение можно преобразовать к виду

$$\ddot{\varphi} I \rho = \frac{dM}{dy} + \mu.$$

Введем обозначение $V = \sqrt{G/\rho}$ – скорость распространения малых возмущений.

Если момент инерции I сечения вала постоянный, то записанное соотношение можно преобразовать к известному [1, 2] волновому уравнению крутильных колебаний

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} V^2 + \frac{\mu}{\rho I} \quad (1)$$

Если момент инерции I сечения вала переменный, то

$$\frac{dM}{dy} = GI \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + G \frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{dI}{dy},$$

тогда уравнение аналогичное (1) для вала переменного сечения будет иметь вид

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} V^2 + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{dI}{dy} \frac{V^2}{I} + \frac{\mu}{\rho I} \quad (2)$$

Обычно пользуются уравнением (1), представив крутильную схему системы дизель–валопровод–гребной винт, в виде $k_1 + 1$ маховиков, соединенных упругими весомами или невесомами валами постоянного диаметра. Маховик с номером $k_1 + 1$ – это гребной винт. Система имеет k_1 участок, каждый из которых начинается маховиком. Участок, к которому приложен распределенный момент должен иметь распределенные параметры, т.е. он не может быть невесомым.

Уравнение (2) можно использовать, например, для конических валов и для общего анализа.

На первом этапе решают однородное уравнение, соответствующее неоднородным уравнениям (1) и (2). Рассмотрим более общий случай и решим однородное уравнение соответствующее неоднородному уравнению (2). Это однородное уравнение имеет вид:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} V^2 + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{dI}{dy} \frac{V^2}{I} \quad (3)$$

Уравнение (3) – это уравнение свободных колебаний, решение которого позволяет определить собственные частоты и формы колебаний. Решение уравнения (3) ищем в следующем виде

$$\varphi_j = f_j(t) \cdot Z_j(y), \quad (4)$$

где j – номер, рассматриваемой формы колебаний;

$f_j(t)$ – функция времени для формы с номером j ;

$Z_j(y)$ – форма колебаний с номером j – функция от координаты сечения y .

Подставив выражение (4) в (3), получим

$$\frac{\ddot{f}}{f} = \frac{z''}{z} V^2 + V^2 \frac{I'}{I} \frac{z'}{z} = -P^2.$$

С помощью этого выражения получим два дифференциальных уравнения – одно по времени

$$\ddot{f} + P^2 f = 0, \quad (5)$$

а другое – по координате y

$$z'' V + z' \frac{I'}{I} + z \left(\frac{P}{V} \right)^2 = 0. \quad (6)$$

При определении формы колебаний в качестве граничных условий принимают условия для свободного торца вала:

$$\begin{cases} z = 1 & \text{при } y = 0; \\ z' = 0 & \text{при } y = S. \end{cases} \quad (7)$$

Указанные выше граничные условия позволяют решить уравнение (6), например, численным методом.

Есть еще третье граничное условие, которое выполняется не для всех значений P .

$$z' = 0 \quad \text{при} \quad y = S, \quad (8)$$

где S – координата гребного винта.

Плавно увеличивая P , находят те значения, при которых третье граничное условие удовлетворяется. Эти значения и будут искомые собственные частоты.

Для участка вала постоянного диаметра уравнение (6) будет иметь вид

$$z'' V + z \left(\frac{P}{V} \right)^2 = 0. \quad (9)$$

Решение этого уравнения известно и для участка с номером k можно записать

$$Z_{j,k}(y) = A_{j,k} \sin \frac{P_j}{V_k} y_k + B_{j,k} \cos \frac{P_j}{V_k} y_k; \quad (10)$$

$$Z'_{j,k}(y) = A_{j,k} \frac{P_j}{V_k} \cos \frac{P_j}{V_k} y_k - B_{j,k} \frac{P_j}{V_k} \sin \frac{P_j}{V_k} y_k,$$

где P_j – собственная круговая частота формы с номером j ;

$$V_k = \sqrt{\frac{G_k}{\rho_k}} \quad \text{– скорость распространения малых возмущений для участка вала с номером } k;$$

$A_{j,k}, B_{j,k}$ – коэффициенты, отыскиваемые

из граничных условий;

$y_k = 0 \div S_k$ – координата внутри участка с

номером k ;

S_k – длина участка с номером k .

Для каждого маховика введем обозначения

$$Z_{j,k} = Z_{j,k}(0) = B_{j,k}$$

или

$$Z_{j,k} = Z_{j,k-1}(S_{k-1}).$$

Учитывая (10) запишем

$$Z_{j,k} = A_{j,k-1} \sin \frac{P_j}{V_{k-1}} S_{k-1} + B_{j,k-1} \cos \frac{P_j}{V_{k-1}} S_{k-1}.$$

Граничные условия для маховика с номером k можно записать в следующем виде

$$\frac{\Delta Z_k}{e_k} = \frac{\Delta Z_{k-1}}{e_{k-1}} - \theta_k \cdot p_j^2 \cdot Z_{j,k}, \quad (11)$$

где
$$e_k = \frac{S_k}{G_k \cdot I_k} = \frac{S_k^2}{V_k^2 \cdot J_k}; \quad (12)$$

$$\Delta Z_k = Z_{j,k+1} - Z_{j,k}; \quad (13)$$

$$\Delta Z_{k-1} = Z_{j,k} - Z_{j,k-1}; \quad (14)$$

$$\Delta Z_k = Z'_{j,k} \cdot S_k; \quad (15)$$

$$\Delta Z_{k-1} = Z'_{j,k-1} (S_{k-1}) \cdot S_{k-1}. \quad (16)$$

Выражения (13) и (14) применяются, если валы между маховиками невесомые. А выражения (15) и (16) применяются, если валы между маховиками имеют массу.

В выражении (12) I_k – момент инерции сечения, а J_k – момент инерции вала.

При исследовании вынужденных колебаний решение уравнения (1) или (2) ищут в виде (4), при этом функцию $f_j(t)$ в выражении (4) определяется из решения следующего дифференциального уравнения

$$\ddot{f}_j + 2b_j \dot{f}_j + f_j p_j^2 = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} \left[\int_0^{S_k} \mu Z_{j,k}(y) dy \right]. \quad (17)$$

Приведенная «масса» системы Q_j может быть вычислена по формуле

$$Q_j = \sum_{k=1}^{k_1+1} \left[\theta_k \cdot Z_{j,k}^2 + \frac{J_k}{S_k} \int_0^{S_k} Z_{j,k}^2(y) \cdot dy \right]. \quad (18)$$

Если учесть, что большая часть внешней нагрузки имеет дискретную природу [3], то уравнение (17) может быть записано в следующем виде

$$\ddot{f}_j + 2b_j \dot{f}_j + f_j p_j^2 = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} \left[M_k Z_{j,k} + \int_0^{S_k} \mu Z_{j,k}(y) dy \right],$$

где M_k – момент, приложенный к маховику с номером k .

Если распределенные моменты – это только моменты от сил демпфирования, то уравнение (17) можно записать в виде

$$\ddot{f}_j + 2b_j \dot{f}_j + f_j p_j^2 = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} [M_k Z_{j,k}], \quad (19)$$

Коэффициент демпфирования для формы с номером j в уравнении (19) может быть найден из выражения

$$2b_j = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} \left[b_k \cdot Z_{j,k}^2 + \int_0^{S_k} b_\mu Z_{j,k}^2(y) dy \right],$$

где b_k – коэффициент демпфирования дискретного объекта, например, гребного винта; b_μ – удельный коэффициент демпфирования распределенного объекта, например, дейдвудного подшипника.

Выражение (11) получено при условии, что справедливо уравнение (5).

Мы хотим применять найденные с помощью выражения (11) формы, используя уравнение (19). Это ставит под сомнение выполнение граничных условий.

Чтобы обойти это обстоятельство систему рассматривают, как состоящую только из распределенных параметров. Маховик считают большой узкой ступенькой. Тогда в выражении (11) $\theta_k = 0$ и это выражение будет справедливым при использовании как уравнения (5) так и уравнения (19).

2. Определение форм и круговых частот свободных колебаний

Проведем сравнительный анализ частот и форм для одной и той же системы, выполненный по разным методикам. Параметры системы даны в табл. 1.

Для гребного винта $\theta_7 = 13470 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Множитель для податливости e_k равен 10^{-8} .

Таблица 1

Параметры рассматриваемой крутильной системы

k	1	2	3	4	5	6
θ_k	4415	174	141	487	512	559
e_k	0,699	0,196	0,144	0,893	1,681	1,701

В табл. 2 приведены результаты расчетов для дискретной системы с невесомыми валами (строка №1), затем – для дискретной системы с распределенными параметрами (строка № 2) и для ступенчатой системы с малой шириной ступенек, отражающих маховики.

Таблица 2

Частоты и формы

№	Δ_a	Δ_i	N, кол/мин	Формы						
				1	2	3	4	5	6	7
1	0	0	684,530	1,000	0,8414	0,7953	0,7607	0,5293	0,0704	–0,3975
2	0,01	0	684,541	1,000	0,8414	0,7953	0,7607	0,5293	0,0703	–0,3975
3	0,01	0,001	682,82	1,000	0,8422	0,7964	0,7619	0,5316	0,0748	–0,3912

В табл. 2 Δ_b – ширина вала, Δ_m – длина маховика, а N – собственная частота в колебаниях в минуту. Видно незначительное отличие для ступенчатого вала.

Заключение

Изложенная во [2] и уточненная в данной статье методика пригодна для крутильных систем практически любой сложности и позволяет выполнять расчеты при любых уровнях демпфирования без ограничений по характеру и приложению внешних воздействий.

Литература

1. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.
2. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 81-84.
3. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового малооборотного дизеля / А.И. Тарасенко // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3 (20). – С. 202-205.

Поступила в редакцию 11.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ В СУДНОВИХ ВАЛОПРОВІДАХ З МАЛООБЕРТОВИМИ ДИЗЕЛЯМИ З УРАХУВАННЯМ РОЗПОДІЛЕНИХ КРУТЯЧИХ МОМЕНТІВ

О.І. Тарасенко

Розглядається мало обертовий дизель як крутильна система з розподіленими параметрами, яка має маховики (циліндрові відсіки, гребний гвинт) поєднані валами. Вали можуть бути невагомими (тільки жорсткість) або мати розподілені параметри. К валам можуть бути прикладені розподілені крутячі моменти, обумовлені гістерезисом матеріалу валів або демпфіруванням в підшипниках. Наведено методику розрахунків параметрів крутильних коливань при стаціонарних і перехідних процесах системи дизель - валопровід - гребний гвинт, котра враховує розподілені крутячі моменти та змінні діаметри валів валопроводу.

Ключові слова: дизель, крутильні коливання, хвильове рівняння, власні частоти, форма коливань, демпфірування, розподілені крутячі моменти.

TORSION VIBRATIONS IN THE SHIP SHAFTS WITH THE LOW SPEED DIESEL ENGINE ACCOUNTING TORQUE DISTRIBUTIONS

A.I. Tarasenko

Low speed diesel engine is viewed as torsion system with distributing parameters consist from wheels (cylinders compartments, rowing propeller) connected with the shafts. Shafts can be imponderable (harshness only) or have distribute characteristic. Shafts can be under torque distributions that are caused by shafts material hysteresis or by damping in the bearings. The method of calculation of the characteristics of the torsional vibrations during stationary and transitional processes of the system diesel-shaft-propeller accounting torque distributions and variable diameters of shaft.

Key words: diesel engine, torsion vibrations, wave equalization, own frequency, form of the rippling, shape of vibrations, damping, torque distributions.

Тарасенко Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры механики и конструирования машин Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

УДК 621.43.001.4

А.А. ЗОТОВ¹, А.В. БЕЛОГУБ¹, Ю.А. ГУСЕВ²¹ ОАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина² Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РЕШЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЕЙ ЛЕГКОТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В работе рассмотрена проблема идентификации результатов расчета НДС тонкостенного поршня методом конечных элементов с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований. Предложено использование многоуровневых расчетных моделей для определения НДС поршня. Рассмотрено применение обратной задачи теории упругости при проектировании деталей двигателя внутреннего сгорания, и в частности, поршня. Установлены параметры эквивалентной площадки и представлена формула для их определения.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, обратная задача теории упругости, эквивалентная площадка, эксперимент, граничные условия, поршень, проектирование, исследование.

Введение

При проектировании поршней ДВС с принудительным воспламенением одной из важнейших задач является решение контактной задачи и как результат определение действительных напряжений в районе отверстия под поршневой палец и юбке поршня. Для решения этой задачи необходимо создать достоверную расчетную модель, учитывающую взаимодействие поршня с поршневым пальцем и стенкой цилиндра (рис. 1).

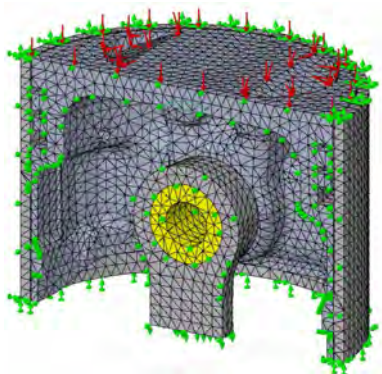


Рис. 1. Расчетная модель поршня

Расчетная модель поршня базируется на его упрощенной трехмерной модели. В большинстве случаев с целью снижения трудоемкости расчета и уменьшения машинного времени целесообразно брать для расчетной модели половину поршня в виду его симметричности. Такая модель в свой состав включает как сам поршень, так и сопрягаемые с ним детали: поршневой палец и сегмент стенки цилиндра. Для большей достоверности модели в её состав также может быть включена часть шатуна с верхней

головкой, которая оказывает влияние на деформацию поршневого пальца.

Однако, на этапе предварительного проектирования целесообразно использовать упрощенную расчетную модель (рис. 2), состоящую только из половинки поршня. Это позволяет существенно сократить время расчетов и ускорить процесс проектирования.

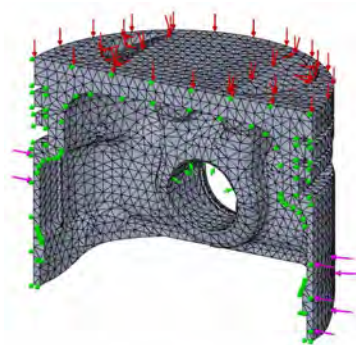


Рис. 2. Упрощенная расчетная модель поршня

В такой модели пары взаимодействия заменены эквивалентными площадками и силами/закреплениями, приложенными к ним (рис. 3).

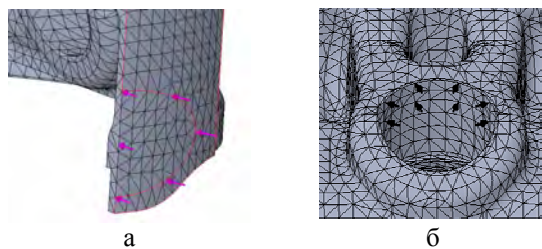


Рис. 3. Эквивалентные площадки и приложенные к ним ограничения

Результаты исследований

На первом рисунке (рис. 4) представлена эквивалентная площадка на юбке поршня с приложенной силой имитирующей реакцию опоры, а на втором – площадка в отверстии под поршневой палец и ограничения перемещения в радиальном направлении приложенные к ней.

Как показали исследования, размеры контактной площадке на юбке не оказывают существенного влияния на напряженно-деформированное состояние поршня в целом и носят локальный характер (рис. 4).

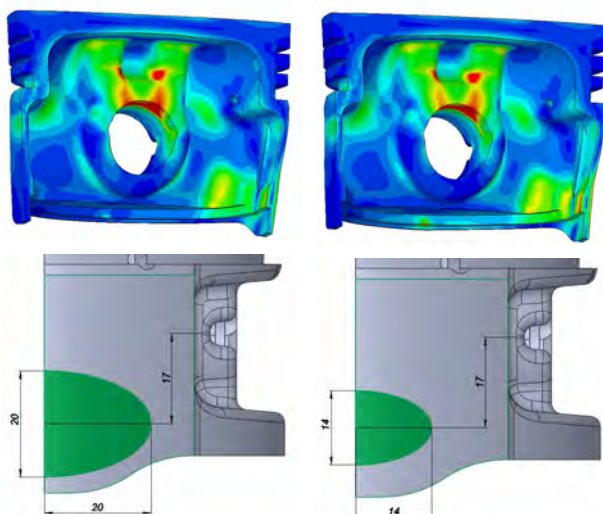


Рис. 4. Влияние параметров эквивалентной площадки на юбке поршня на напряженно-деформированное состояние поршня

Для первого случая (левый рисунок) высота и ширина площадки составляют 20 мм, а площадь 322 мм²; а во втором (правый рисунок) – 14 мм и 156 мм² соответственно. По площади площадки отличаются примерно в 2 раза. В наиболее оптимальном случае при упругой деформации юбки поршня пятно контакта по ширине будет совпадать с шириной юбки [1]. Однако, такая ситуация маловероятна, поэтому следует выбирать ширину площадки в пределах 70 – 80% от ширины юбки поршня.

Рассмотрим эквивалентную площадку в ПО (отверстие под поршневой палец).

Под нагрузкой поршневой палец изгибается, что приводит к изменению пятна контакта и перераспределению сил в пятне контакта. В результате внутренняя кромка в ПО догружается, а поверхность вблизи канавки под стопорное кольцо наоборот разгружается. Таким образом, глубина с эквивалентной площадки должна быть меньше, чем величина заделки поршневого пальца b (рис. 5). Также необходимо учитывать зазор a между головкой шатуна

и бобышкой поршня и диаметры D и d , определяющие жесткость пальца.

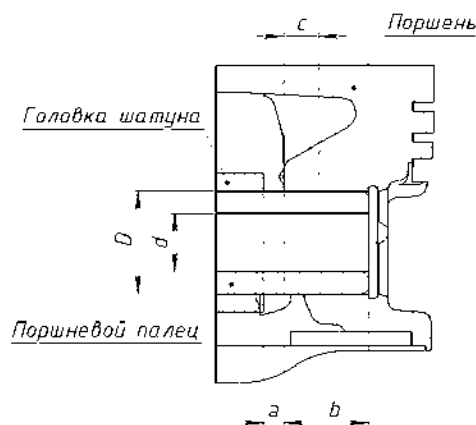


Рис. 5. Поршень с поршневым пальцем и верхней головкой шатуна

Для определения геометрических параметров эквивалентной площадки необходимо решить обратную задачу теории упругости [2]: зная величины деформаций или напряжений в контрольных точках, полученные экспериментальным путем или в результате расчета с применением полноценной многокомпонентной расчетной модели, восстановить искомый параметр c – глубину площадки.

Для оценки искомого параметра необходимо провести минимизацию функции невязки по вектору искомых параметров (идентификация параметров системы). Система называется локально идентифицируемой, если её квадратичная функция невязки имеет минимум:

$$\Phi(\bar{B}) = \min [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})]^T [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})].$$

Вектор неизвестных параметров $\bar{B}$ может включать в себя любое количество неизвестных коэффициентов уравнений модели (параметров), не нарушающие условие локальной идентифицируемости системы. В данном случае проводим минимизацию функции невязки по параметру c .

Исходными данными в этой ситуации являются напряжения, измеренные тензодатчиками в ходе экспериментальных исследований, обозначим их как Y_i , а напряжения, полученные расчетным путем с применением упрощенной расчетной модели в этих же точках обозначим как Y_i' , где i – номер точки измерения (рис. 6). Учитывая зеркальность препарировки поршня тензодатчиками, будем использовать среднее значение, измеренное двумя парными датчиками.

Сведем расчетные данные и данные, полученные в ходе эксперимента, в табл. 1.

Зависимость изменения величин напряжений в теле поршня от длины с эквивалентной площадки представлена на рис. 7.

Таблица 1

Расчетные напряжения в заданных точках поршня

i	Величина напряжений, МПа												Y _i
	Длина площадки с, мм												
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	13	15	17	
1	36,7	37,01	36,8	37,09	37,5	37,72	38	38,11	38,35	38,82	38,85	39,11	37,38
2	73,78	70,75	68,7	65,55	63,2	61,14	59,17	56,81	54,78	52,32	50,76	49,97	60,40
3	71,77	68,89	68,68	64,57	62,3	59,65	57,2	55,75	53,94	51,01	50,07	48,31	57,36
4	141,7	105,8	82,2	71,11	61,55	55,41	50,98	48,8	46,93	45,25	44,91	45,22	68,28
5	65,05	65,68	64,76	65,52	65,54	67,29	67,26	72,03	72,05	69,73	69,95	71,03	70,38

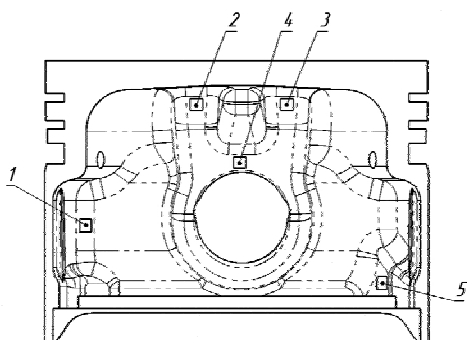


Рис. 6. Схема препарирования поршня тензодатчиками

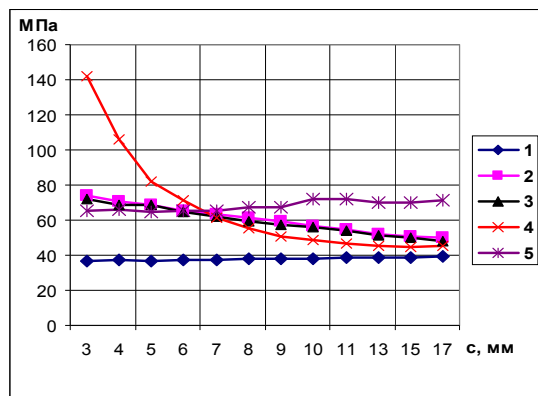


Рис. 7. Влияние длины с эквивалентной площадки на напряжения в теле поршня

Определим абсолютный коэффициент чувствительности для напряжений в каждой точке измерения от изменения длины с опорной площадки:

$$A_i(c) = \frac{\Delta Y_i'(c)}{\Delta c},$$

где $\Delta Y_i'$ – изменение расчетных напряжений при изменении параметра с эквивалентной площадки на величину Δc .

В данном конкретном случае $\Delta c = 1$ (табл. 1), график изменения коэффициента чувствительности представлен на рис. 8. Из графика видно, что наиболее чувствительны к изменению размеров площадки оказались точки 2, 3 и 4 (см. рис. 6), причем в пер-

вых двух точках наблюдается стабильность этого параметра, а для точки 4 коэффициент чувствительности носит явно выраженный регрессивный характер. Это объясняется непосредственной близостью эквивалентной площадки и точки измерения напряжений. Очевидно, что параметры площадки не оказывают существенного влияния на напряжения в юбке поршня (точки 1 и 5), что подтверждает график. Исходя из полученных результатов по чувствительности, можно предположить, что искомый параметр с будет лежать в пределах 5...9 мм. При меньших значениях чувствительность системы резко возрастает, а при больших – стремиться к нулю. Понятно, что такие решения не могут являться приемлемыми.

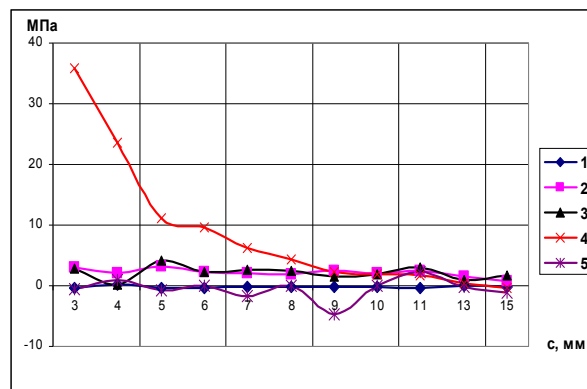


Рис. 8. Изменение коэффициента чувствительности для характерных точек измерения напряжений в теле поршня

Функцию невязки по параметру с запишем в следующем виде:

$$\Phi(c) = \sum_{i=1}^n (Y_i - Y_i'(c))^2 \rightarrow \min.$$

Из графика видно, что функция имеет свой минимум при величине с, равной 6,3 мм (рис. 9).

Однако использование этого метода для нахождения параметра с в каждом отдельном случае проектирования поршней ДВС приводило бы к дополнительным затратам времени.

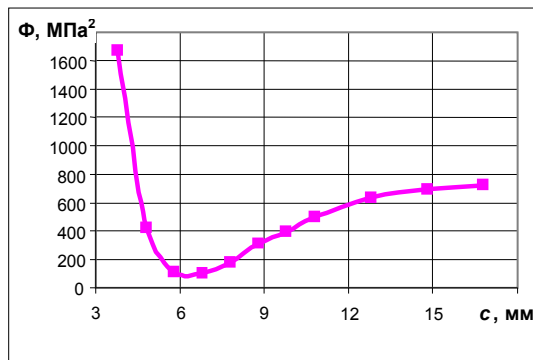


Рис. 9. Функция невязки для определения размера с эквивалентной площадки

Поэтому, для снижения трудоемкости проекторочных работ, предлагается применять эмпирическую зависимость размеров опорной площадки в отверстии под поршневой палец от геометрических параметров поршневого пальца и его положения относительно поршня:

$$c = K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot b / 2,$$

где $K1 = (b - a) / b$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и величину вылета поршневого пальца; a – величина вылета поршневого пальца, мм; b – величина заделки поршневого пальца, мм; $K2 = b/D$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и диаметр поршневого пальца; D – диаметр поршнево-

го пальца, мм; $K3 = (1 - d^4 / D^4)$ – коэффициент, учитывающий наличие полости в поршневом пальце; d – внутренний диаметр поршневого пальца, мм.

В развернутом виде выражение имеет вид:

$$c = (b - a) / 2 \cdot b / D \cdot (1 - d^4 / D^4).$$

Приведенная зависимость основана на результатах, полученных в ходе решения обратной задачи теории упругости, и позволяет оперативно определить искомый параметр, не прибегая к решению собственно обратной задачи.

Предложенная формула имеет ограниченное применение и справедлива для тонкостенных поршней ДВС с принудительным воспламенением, диаметр которых находится в диапазоне от 60 до 100 мм, а диаметр отверстия под поршневой палец составляет 12...25 мм.

Литература

1. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного дизеля / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: ХАИ, 2001. – Вып. 26. – С. 100-102.
2. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // *Вестник двигателестроения*. – 2004. – № 2. – С. 109-112.

Поступила в редакцию 2.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Ведь, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина.

РІШЕННЯ КОНТАКТНОЇ ЗАДАЧІ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПОРШНІВ СУЧАСНИХ ЛЕГКОПАЛИВНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

О.О. Зотов, О.В. Білогуб, Ю.А. Гусев

У роботі вирішена проблема ідентифікації результатів розрахунків НДС поршня методом кінцевих елементів і результатів, які отримані в ході натурного експерименту. Запропоновано використання багаторівневих розрахункових моделей для визначення НДС поршня. Розглянуто застосування зворотної задачі теорії пружності при проектуванні деталей двигуна внутрішнього згорання, зокрема поршня. Встановлені параметри еквівалентної площинки і наведена формула для їх визначення.

Ключові слова: напружено-деформований стан, зворотна задача теорії пружності, метод кінцевих елементів, експеримент, граничні умови, поршень, проектування, дослідження.

THE DECISION OF CONTACT PROBLEM AT THE DESIGNING FOR MODERN INTERNAL COMBUSTION ENGINE PISTONS

A.A. Zotov, A.V. Belogub, Yu.A. Gusev

In article the identification problem of the FE analysis results of the piston stress-deformation state with data obtained by means of the experiment is considered. An application of inverse problem of elasticity theory for designing of internal combustion engine parts is considered. The use of level-based computational models for determining the mode of deformation of the piston are proposed.

Key words: stress-deformation, inverse problem of elasticity theory, finite elements method, experiment, terminal conditions, piston, designing, verification.

Зотов Александр Александрович – нач. бюро конструкторского отдела ОАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: alexandr_al@rambler.ru.

Белогуб Александр Витальевич – канд. техн. наук, доцент, технический директор ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: kb_pist@avtramat.com.

Гусев Юрий Алексеевич – канд. техн. наук, проф. кафедры, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 621.436

А.А. ПРОХОРЕНКО, Д.В. МЕШКОВ, Д.Е. САМОЙЛЕНКО

Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина

ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Основным видом топливной аппаратуры современных дизелей является аккумуляторная система (типа Common-Rail) с теми или иными конструктивными особенностями [1]. Однако, при любой комплектации, главным узлом такой системы, обеспечивающим цикловую подачу топлива в цилиндр и ее регулирование, является форсунка с электрогидравлическим управлением (ЭГФ). ЭГФ представляет собой сложную гидравлическую систему, состоящую из полостей переменных объемов, каналов, золотников, клапанов и жиклеров, взаимодействующих между собой. Предлагаемая ниже методика позволяет провести предварительный выбор основных конструктивных параметров камеры управления при проектировании новой ЭГФ исходя из обеспечения работоспособности форсунки и ее быстродействия.

Ключевые слова: аккумуляторная система, форсунка с электрогидравлическим управлением, камера управления.

Введение

ЭГФ представляет собой сложную гидравлическую систему, состоящую из полостей переменных объемов, каналов, золотников, клапанов и жиклеров, взаимодействующих между собой. Такая сложность конструкции приводит к тому, что ее работоспособность лежит в узкой области рациональных значений параметров перечисленных элементов: масс, объемов, диаметров сечений, длин и др. Кроме того, помимо обеспечения работоспособности, к гидромеханической схеме ЭГФ предъявляются жесткие требования по быстродействию [2]. Быстродействие, в свою очередь, значительно зависит от скорости опорожнения (при открытии иглы) и наполнения (при закрытии) камеры управления (КУ), обязательно имеющейся в конструкции любой ЭГФ. Именно в КУ создается требуемый перепад давления топлива, позволяющий перемещать иглу (запорный орган) форсунки под действием гидравлической силы.

Схематично работу управляющей камеры ЭГФ можно проиллюстрировать рис. 1. Перед началом впрыскивания в объеме КУ (V) топливо находится под давлением, равным давлению в аккумуляторе p_2 . При подаче управляющего сигнала на электромагнитный клапан (ЭМК) последний открывает стравливающий жиклер с площадью эффективного проходного сечения μf_2 . Из объема КУ топливо вытекает в дренажную полость (где давление p_0 , как правило, близко к атмосферному), и давление в нем падает до текущего значения p . Через наполнительный жиклер с эффективным проходным сечением μf_1 в КУ при этом поступает топливо под действием перепада давлений $p_2 - p$. Та-

ким образом, гидравлическая сила от действия давления топлива на площадь торца мультипликатора запираания (МЗ) уменьшается, что и приводит к поднятию иглы под действием давления p_2 на дифференциальную площадку.

При снятии сигнала с ЭМК стравливающий жиклер закрывается клапаном под действием пружины. Давление в КУ восстанавливается до p_2 в результате перетекания топлива через наполнительный жиклер, гидравлическая сила на площадь торца МЗ увеличивается, и игла садится на запирающий конус.

Описанный принцип действия обуславливает значительное влияние быстродействия КУ на общее быстродействие форсунки, и зависит от площадей проходного сечения наполнительного и стравливающего жиклеров и объема КУ.

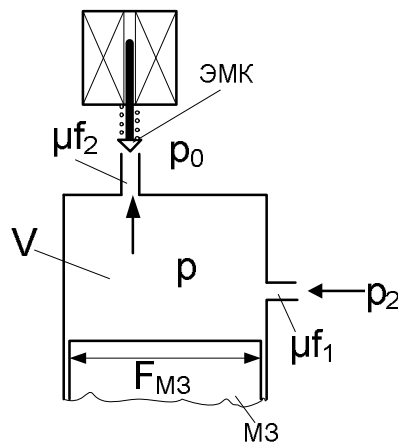


Рис. 1. Схема управляющей камеры ЭГФ:
ЭМК – электромагнитный клапан
МЗ – мультипликатор запираания

На этапе проектирования новых конструкций ЭГФ сложно определить значения перечисленных конструктивных параметров без подробного математического моделирования работы форсунки [4].

Предлагаемая ниже методика позволяет провести предварительный выбор основных конструктивных параметров КУ при проектировании новой ЭГФ исходя из обеспечения работоспособности форсунки и ее быстродействия.

Статический анализ устройства

Подъем иглы форсунки происходит при выполнении условия:

$$pF_{M3} + P_{пр} < p_2 F_d + p_{ц} F_k, \quad (1)$$

где p , p_2 , $p_{ц}$ – соответственно давление топлива в КУ, аккумулятора, газов в цилиндре, F_{M3} , F_k , F_d – соответственно, площадь поперечного сечения МЗ, запирающего конуса, дифференциальная площадка, $P_{пр}$ – сила предварительной затяжки пружины форсунки.

При этом пружина предназначена для предотвращения заброса газов в полость форсунки при отсутствии давления в аккумуляторе [2, с. 113], из чего следует, что $P_{пр} \approx p_{ц} F_k$.

Тогда условие (1) примет вид

$$pF_{M3} < p_2 F_d, \quad (2)$$

и, следовательно, требуемое давление в КУ для подъема иглы определится равенством:

$$p = p_2 \frac{F_d}{F_{M3}}. \quad (3)$$

Исходя из равенства расходов топлива через наполнительный и стравливающий жиклеры при открытом ЭМК,

$$\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p)} = \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)}, \quad (4)$$

следует, что для достижения требуемого давления p в КУ необходимо обеспечить соотношение площадей проходного сечения жиклеров $\mu f_2/\mu f_1$, равное:

$$\frac{\mu f_2}{\mu f_1} = \sqrt{\frac{p_2 - p}{p - p_0}}. \quad (5)$$

Обозначим $\mu f_2/\mu f_1 = x$, тогда $\mu f_2 = x \mu f_1$.

Из (4) также следует, что в КУ установится равновесное давление

$$p = \frac{\mu f_1^2 p_2 + \mu f_2^2 p_0}{\mu f_1^2 + \mu f_2^2} = \frac{p_2 + x^2 p_0}{1 + x^2}. \quad (6)$$

Перейдем к относительной величине:

$$\frac{p}{p_2} = \frac{1 + x^2 p_0/p_2}{1 + x^2}. \quad (7)$$

Поскольку относительная величина p_0/p_2 значи-

тельно меньше 1 (она имеет порядок $10^{-2} \dots 10^{-3}$), можно пренебречь вторым слагаемым в числителе выражения (7) и перейти к упрощенному соотношению:

$$\frac{p}{p_2} \approx \frac{1}{1 + x^2}. \quad (8)$$

Зависимость p/p_2 в полости КУ от отношения площадей проходных сечений жиклеров x , полученная по формуле (8), показана на рис. 2. Воспользовавшись формулами (3) и (8) можно определить граничное значение параметра x для КУ с точки зрения обеспечения работоспособности форсунки.

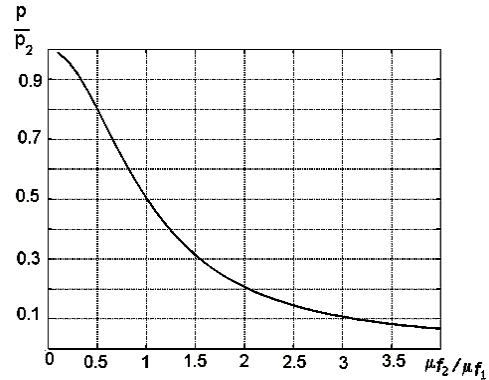


Рис. 2. Зависимость относительного изменения давления в КУ от отношения площадей жиклеров

Динамический анализ системы

При рассмотрении гидравлических процессов в КУ примем следующие допущения:

1. Объем полости КУ в результате движения иглы (мультипликатора запирающего) меняется несущественно, следовательно можно принять $V = \text{const}$.
2. Коэффициент сжимаемости топлива не зависит от давления, то есть принимаем $\alpha = \text{const}$.
3. Временем открытия управляющего клапана можно пренебречь.

После открытия ЭМК уравнение объемного баланса для полости КУ будет иметь вид:

$$\alpha V \frac{dp}{dt} = \mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p)} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)}, \quad (9)$$

где t – текущее время от момента открытия ЭМК стравливающего жиклера.

Отсюда выразим dt :

$$dt = \frac{\alpha V dp}{\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p)} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)}}, \quad (10)$$

и решим полученное дифференциальное уравнение относительно времени t .

$$t = \alpha V \int_{p_2}^p \frac{dp}{\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p)} - \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)}}. \quad (11)$$

Выражение для определенного интеграла (11)

имеет достаточно громоздкий вид [3]:

$$t = \sqrt{2\rho\alpha V} \frac{(A_1 + A_2 + A_3)}{\sqrt{(\mu f_1^2 + \mu f_2^2)^3}} \Big|_{p_2}^p, \quad (12)$$

где $A_1 = -(\mu f_1 \sqrt{p_2 - p} + \mu f_2 \sqrt{p - p_0}) \sqrt{\mu f_1^2 + \mu f_2^2}$,

$$A_2 = \mu f_1 \mu f_2 \sqrt{p_2 - p_0} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{\mu f_1^2 + \mu f_2^2} \sqrt{p_2 - p}}{\mu f_2 \sqrt{p_2 - p_0}} \right),$$

$$A_3 = \mu f_1 \mu f_2 \sqrt{p_2 - p_0} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{\mu f_1^2 + \mu f_2^2} \sqrt{p - p_0}}{\mu f_1 \sqrt{p_2 - p_0}} \right).$$

Далее, при подстановке нижнего предела, получим:

$$t = \sqrt{2\rho\alpha V} \times \frac{(A_1 + A_2 + A_3 - A_1(p_2) - A_2(p_2) - A_3(p_2))}{\sqrt{(\mu f_1^2 + \mu f_2^2)^3}}, \quad (13)$$

где

$$A_1(p_2) = -\mu f_2 \sqrt{p_2 - p_0} \sqrt{\mu f_1^2 + \mu f_2^2}, \quad A_2(p_2) = 0,$$

$$A_3(p_2) = \mu f_1 \mu f_2 \sqrt{p_2 - p_0} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{\mu f_1^2 + \mu f_2^2}}{\mu f_1} \right).$$

Аналогичный подход применим и для описания процесса изменения давления в КУ после закрытия ЭМК – при этом происходит наполнение полости через один жиклер в соответствии с уравнением:

$$\alpha V \frac{dp}{dt_1} = \mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p)}, \quad (14)$$

где t_1 – текущее время от момента закрытия ЭМК срабатывающего жиклера.

Тогда

$$dt_1 = \frac{\alpha V dp}{\mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p)}}, \quad (15)$$

откуда можно определить:

$$t_1 = \frac{\alpha V}{\mu f_1} \int_p^{p_2} \frac{dp}{\sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p)}}, \quad (16)$$

и, после вычисления определенного интеграла, искомое выражение примет вид:

$$t_1 = -\alpha V \sqrt{\frac{\rho}{2}} \frac{2\sqrt{(p_2 - p)}}{\mu f_1} \Big|_p^{p_2} = \frac{\alpha V}{\mu f_1} \sqrt{2\rho(p_2 - p)}. \quad (17)$$

Полученные выражения (13) и (17) позволяют определить время на установление в полости КУ давления p (при открытии форсунки) и p_2 (при за-

крытии), что и будет характеризовать ее быстродействие. Кроме того, эти формулы позволяют исследовать характер и степень влияния площади проходного сечения жиклеров на быстродействие КУ и, таким образом, установить рациональные их значения.

Пример результатов расчета быстродействия КУ с использованием указанных выражений (13) и (17) приведен на рис. 3. При проведении этих расчетов были приняты следующие значения: плотность топлива $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$, коэффициент сжимаемости $\alpha = 42 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$, объем КУ $V = 200 \text{ мм}^3$, давление в дренажной полости $p_0 = 0,25 \text{ МПа}$, давление в аккумуляторе $p_2 = 130 \text{ МПа}$; площадь проходного сечения дросселей μf_2 и μf_1 переменная.

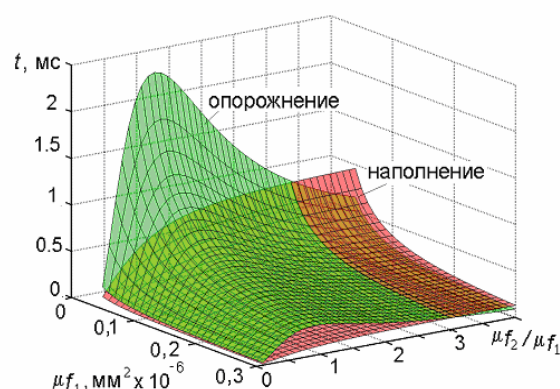


Рис. 3. Быстродействие КУ по опорожнению и наполнению

Анализ полученных результатов показывает, что:

1. Быстродействие КУ как по опорожнению, так и по наполнению увеличивается (время процесса установления соответствующего значения давления уменьшается) при увеличении площади проходного сечения наполнительного жиклера μf_1 .

2. При увеличении отношения площадей $\mu f_2 / \mu f_1$ до уровня $x = 1$ быстродействие КУ по наполнению уменьшается, а при последующем увеличении x уменьшается незначительно.

3. При увеличении отношения площадей $\mu f_2 / \mu f_1$ до уровня $x = 1$ быстродействие КУ по опорожнению уменьшается, а при последующем увеличении x – увеличивается.

4. При отношении площадей $\mu f_2 / \mu f_1$ на уровне $x = 3$ быстродействие КУ по опорожнению и наполнению ее полости совпадает. Очевидно, что именно это соотношение – $\mu f_2 = 3\mu f_1$ и является рациональным.

Зависимость быстродействия КУ от эквивалентного диаметра наполнительного жиклера $d_{\text{экв}}$ при выбранном рациональном значении $x = 3$ приведено на рис. 4. При этом значение $d_{\text{экв}}$ определено из условия:

$$d_{\text{ЭКВ}} = 2\sqrt{\frac{\mu f_1}{\pi}}. \quad (18)$$

Пользуясь приведенными на рисунке графиком можно, например, определить, что для обеспечения быстродействия по опорожнению и наполнению КУ объемом $V = 200 \text{ мм}^3$, равного $0,4 \text{ мс}$, требуются жиклеры диаметром $d_{\text{ЭКВ}} = 0,35 \text{ мм}$ – наполнительный и $d_{\text{ЭКВ}} = 1,05 \text{ мм}$ – сравливающий. Для увеличения быстродействия следует увеличить диаметры жиклеров в соответствии с выбранной пропорцией. Однако, необходимо учитывать, что увеличение площади проходного сечения жиклеров КУ приводит к возрастанию расхода топлива на управление форсункой. Также следует заметить, что, как видно из выражений (13) и (17), быстродействие (время) прямо пропорционально объему V полости КУ. Следовательно, более эффективным является достижение требуемого быстродействия с помощью уменьшения этого параметра.

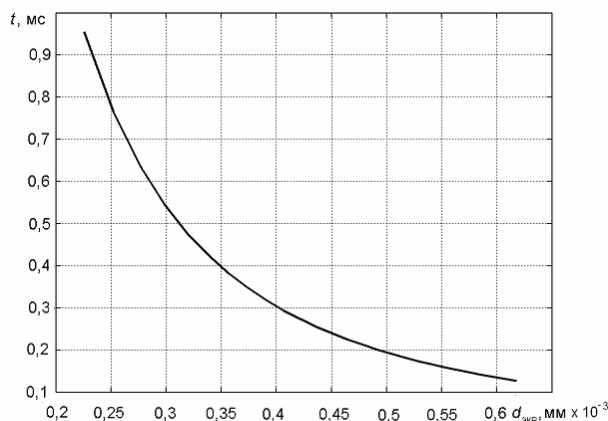


Рис. 4. Зависимость быстродействия КУ от диаметра наполнительного жиклера

Система управления на основе топливной аппаратуры аккумуляторного типа построена таким образом, что давление в топливном аккумуляторе p_2 переменнo в зависимости от режима работы двигателя [2]. Следовательно, важным является вопрос о влиянии уровня этого параметра на быстродействие форсунки. Известно, что при снижении p_2 быстродействие форсунки во время подъема иглы падает [2], что вызвано уменьшением значения гидравлической поднимающей силы, и, следовательно, меньшим ускорением движения иглы. Однако, расчетное исследование, проведенное с использованием полученных в данной работе выражений (13) и (17) показывает, что быстродействие самой КУ при снижении давления в аккумуляторе повышается. Сказанное проиллюстрировано на рис. 5. Обнаруженный эффект объясняется тем, что при абсолютном уменьшении давления в КУ величина относительного изменения (p/p_2) остается постоянной, поскольку

определяется только соотношением площадей проходного сечения жиклеров $\mu f_2/\mu f_1$ (см. (8)). Следовательно, степень изменения достигаемого давления в КУ превалирует над уменьшением скорости истечения через жиклеры.

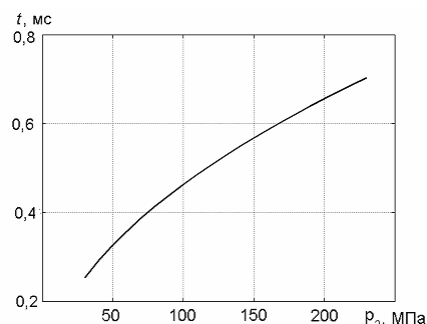


Рис. 5. Зависимость быстродействия КУ от величины давления в аккумуляторе

Выводы

1. На основе физико-математического анализа разработана методика расчетов по выбору конструктивных параметров камеры управления ЭГФ на этапе ее проектирования. Определенные таким образом значения площадей проходного сечения жиклеров КУ обеспечивают работоспособность гидравлической системы ЭГФ, находятся вблизи оптимальных для обеспечения ее быстродействия и малого расхода топлива на управление, и могут быть приняты в качестве исходных данных для дальнейшей оптимизации на основе полного математического моделирования работы ЭГФ.

2. Выполненные исследования показали, что рациональное значение отношения площадей эффективного проходного сечения сравливающего и наполнительного жиклеров КУ имеет значение $\mu f_2/\mu f_1 = 3$. В этом случае быстродействие по опорожнению полости КУ равно быстродействию по ее наполнению.

3. Для увеличения быстродействия ЭГФ необходимо обеспечить минимальный объем ее КУ.

4. При уменьшении давления в аккумуляторе быстродействие ЭГФ по КУ увеличивается.

Литература

1. Mollenhauer K. *Handbook of Diesel Engines* / K. Mollenhauer, H. Tschoeke – Heidelberg, Dordrecht, London, New York: Springer, 2010. – 636 p.
2. Грехов Л.В. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов* / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
3. Wolfram Mathematica Online Integrator [Электронный ресурс] / Wolfram Research, Inc. – Электрон. дан. – 2010. — Режим доступа к ресурсу

су: <http://integrals.wolfram.com>, свободный. – Загл. с экрана. – Текст на экране англ.

4. Прохоренко А.А. Оптимизация конструктивных параметров пьезоэлектрической дизельной

форсунки / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков, Д.Е. Самойленко // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: науково-виробничий збірник; АДІ ДонНТУ. – Горлівка, 2010. – № 1 (10). – С. 47-53.

Поступила в редакцию 30.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры В.Г. Дьяченко, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина.

ВИБІР ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

А.О. Прохоренко, Д.В. Мешков, Д.Є. Самойленко,

Основним видом паливної апаратури сучасних дизелів є акумуляторна система (типу Common-Rail) з тими або іншими конструктивними особливостями. Однак, при будь-якій комплектації, головним вузлом такої системи, що забезпечують циклову подачу палива в циліндр і її регулювання, є форсунка з електрогідравлічним керуванням (ЕГФ). ЕГФ являє собою складну гідравлічну систему, що складається з порожнин змінних обсягів, каналів, золотників, клапанів і жиклерів, взаємодіючих між собою. Запропонована в статті методика дозволяє провести попередній вибір основних конструктивних параметрів камери керування при проектуванні нової ЕГФ виходячи із забезпечення працездатності форсунки і її швидкодії.

Ключевые слова: акумуляторна система, форсунка з електрогідравлічним керуванням, камера керування.

A CHOICE OF A MAIN CONSTRUCTION PARAMETERS IN ELECTROHYDRAULIC INJECTOR OF A DIESEL ENGINE

A.A. Prochorenko, D.V. Meshkov, D.E. Samojlenko

The main part of the fuel delivery system in modern diesels is Common Rail system with this or that features. The major unit of any Common Rail system, that provides fuel delivery processes is injector with electrohydraulic control. Injector is a complex hydraulic system and consist of variable volume cavities, channels, slides, valves and jets interacted among themselves. Methodology offered in the article allows to make a preselection of the main construction parameters in the control chamber during new injector designing. This preselection took place according to workability and performance of the injector.

Key words: Common Rail, injector with electrohydraulic control, control chamber.

Прохоренко Андрей Алексеевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “ХПИ”, Харьков, Украина, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

Мешков Денис Викторович – канд. техн. наук, ассистент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “ХПИ”, Харьков, Украина, e-mail: denys.meshkov@mail.ru.

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “ХПИ”, Харьков, Украина, e-mail: dima_samojlenko@hotmail.com.

УДК 621.431.74

Р.А. ВАРБАНЕЦ¹, Ю.Н. КУЧЕРЕНКО², А.И. ГОЛОВАНЬ³¹Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина²Научно-производственная фирма «Лептон», Одесса, Украина³Одесская национальная морская академия, Одесса, Украина

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Приведены данные теплотехнических испытаний главного двигателя MAN B&W 6L80MCE балкера типа "кейпсайз". На основном эксплуатационном режиме проведена параметрическая диагностика технического состояния цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и механизма газораспределения. Анализ индикаторных показателей рабочего процесса производился с помощью системы диагностирования D4.0H. Для определения эффективных показателей и механического КПД была применена система на базе беспроводных датчиков, установленных на гребном валу, регистрирующих частотные характеристики вращения и работающих в режиме MESH-сети. Для дополнительной оценки эффективных показателей и для определения параметров турбонаддува использовались методы спектрального анализа. С помощью представленных в статье методов удалось рассчитать частоты вращения турбоагрегатов на всех эксплуатационных режимах, в том числе и для дизельгенераторов, на которых тахометры турбин были не предусмотрены.

Ключевые слова: судовые дизели, параметры рабочего процесса, теплотехнические испытания, спектральный анализ.

Введение

Главная цель послеремонтных испытаний судовых дизелей – проверка основных рабочих параметров, качества ремонта, оценка мощности и расхода топлива на основном эксплуатационном режиме. Такие испытания были проведены для главного двигателя балкера «кейпсайз» (dwt 200 т) 6L80MCE. В целом испытания показали соответствие эксплуатационных параметров судачным, представленным фирмой MAN B&W.

Однако при этом был выявлен ряд недостатков – последствий ремонта двигателя. Анализ индикаторных параметров рабочего процесса [1 – 3] помог выявить неисправности в работе газораспределительного механизма первого цилиндра, износ втулок на двух цилиндрах и некоторые проблемы в работе топливной аппаратуры высокого давления. Анализ эффективных показателей [2] позволил оценить величину механического КПД и показать его соответствие заявленной характеристике на основном нагрузочном режиме. Расчет частот вращения турбоагрегатов производился с помощью методов спектрального анализа. Для уточнения частотных характеристик решалась задача устранения эффекта «размытия» дискретного спектра, при этом использовалось аналитическое решение этой задачи в альтернативу широко распространенным, уменьшаю-

щим погрешность, методам применения окон [4]. Анализ спектров сигналов ГТН позволил диагностировать неисправности в системе турбонаддува дизельгенераторов при том, что тахометры турбин на них были не предусмотрены. Указанная методика была распространена также на асинхронные насосы. В отличие от распространенных методов вибрационного анализа [5] авторами был использован спектральный анализ акустических сигналов механизмов СЭУ в частотном диапазоне от 150 Гц до 7 кГц.

В статье представлены методы проведения теплотехнических испытаний судовой дизельной энергетической установки, которые позволяют эффективно, в течение короткого перехода судна, определять основные неисправности, помогать в их устранении, повышать эффективность эксплуатации и уточнять расход топлива и масла на основных эксплуатационных режимах.

1. Определение параметров рабочего процесса

С помощью системы компьютерной диагностики судовых дизелей D4.0H [3] для выбранного эксплуатационного режима могут быть определены следующие индикаторные параметры рабочего процесса (обратной чертой разделены отечественные и зарубежные названия параметров):

- среднее индикаторное давление $P_i \setminus MIP$;
- индикаторная мощность цилиндра $N_i \setminus P_i$;
- частота вращения коленчатого вала $n \setminus RPM$;
- максимальное давление сгорания в цилиндре:
 $P_{Z, PZ}^{\min}, P_{Z, PZ}^{\max} (\Phi P_Z) \setminus P_{\max}, P_{\max}^{\min}, P_{\max}^{\max} (\Phi P_{\max})$;
- максимальное давление сжатия P_{comp} ;
- давление на линии расширения $P_{exp} (P_{36}^{\circ})$;
- максимальная скорость повышения давления

$$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \Phi}$$
 ;
- степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}}$$
 ;
- давление и угол начала сгорания;

$$P_c' (\Phi P_c')$$
 ;
- действительные и геометрические фазы топливоподачи $\alpha, \alpha^G, \Phi_{INJ}, \Phi_{INJ}^G$;
- период и угол задержки самовоспламенения топлива $\tau_D, \Phi \tau_D$;
- фазы газораспределения

$$\Phi_{in}^{op}, \Phi_{in}^{cls}, \Phi_{exh}^{cls}, \Phi_{exh}^{op}$$
 ;
- давление в любой точке диаграммы P_x ;

Сравнительный анализ указанных параметров позволяет определить дефекты ЦПГ, ТА и МГР, а также степень неравномерности нагрузки по цилиндрам. Метод снижения разбаланса механических и тепловых напряжений между цилиндрами двигателя очевиден: устранение дефектов, корректировка фаз топливоподачи и газораспределения и затем, - равномерное распределение цикловых подач топлива по цилиндрам.

На рис. 1 представлены развернутые индикаторные диаграммы рабочих процессов в цилиндрах 1 и 5 на долевом эксплуатационном режиме 6L80MCE.

Повышенное давление конца сжатия (P_{comp}) в цил. 1 является следствием неисправности механизма привода выпускного клапана. Привод выпускных клапанов 6L80MCE – гидропневматический (открытие – гидравлика, закрытие – пневмопружина). В результате дефекта механизма, закрытие клапана происходит раньше почти на 20 °ПКВ (см. рис. 1, а), при этом значительно увеличивается действительная степень сжатия. На вибродиаграмме 1, а импульс от закрытия клапана показан на 110 °ПКВ, а на нормально работающем МГР 5-го цилиндра, соответственно 90 °ПКВ до ВМТ. Работа выпускного клапана сопровождалась нехарактерным повышенным стуком. В данном случае требуется ревизия гидравлического привода выпускного клапана цил. 1.

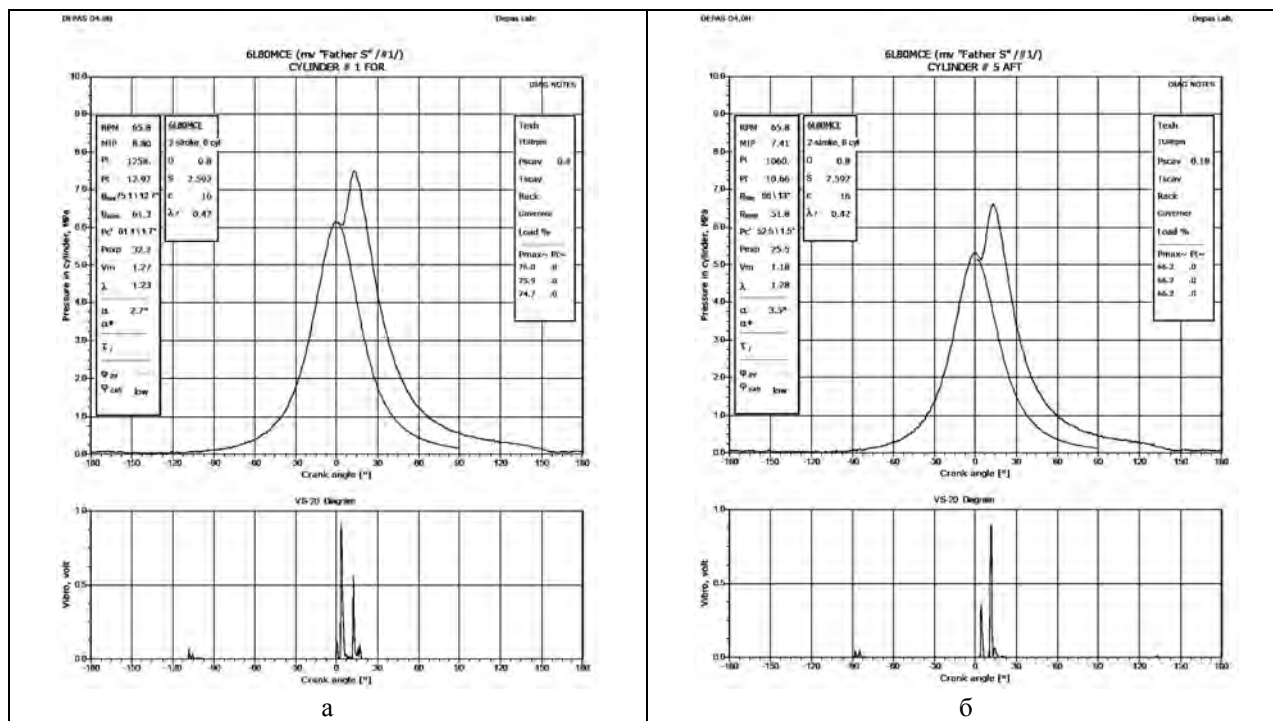


Рис. 1. Сравнение рабочих процессов цил. 1 (а) и цил. 5 (б) двигателя 6L80MCE на долевом режиме

Максимальное давление сжатия цил.5 (рис.1,в) снижено на 3% относительно паспортного значения для данного долевого режима. Это свидетельствует

о неплотности прилегания новых компрессионных колец к старой втулке, имеющей износ (во время ремонта производилась замена только колец). В

процессе эксплуатации необходимо контролировать параметры рабочего процесса цил.5, и особенно P_{comp} . Если после приработки деталей ЦПГ не произойдет выравнивание P_{comp} до отклонения от среднего на величину $<2\%$ необходима ревизия и замена цилиндровой втулки.

Все фазы нормальной работы форсунки (закрытие клапана циркуляции топлива, подъем иглы, впрыск, посадка иглы и открытие клапана циркуляции) показаны на рис. 1, а. Отсутствие импульсов клапана циркуляции топлива на рис. 1, в свидетельствует о возможном нарушении в его работе и необходимости контроля температуры форсунки во время эксплуатации. Четкие фронты импульсов подъема и посадки иглы форсунки на рис. 1, а, в свидетельствуют о нормальном давлении впрыскивания и состоянии топливной аппаратуры высокого давления.

Запись индикаторных диаграмм и определение параметров рабочего процесса на долевых и номинальном режимах позволила построить винтовые характеристики двигателя (рис. 2, зависимость параметров рабочего процесса от частоты вращения коленчатого вала с прямой передачей на винт фиксированного шага ВФШ). Изменение P_z/P_{max} на режимах свыше 75% характеризует работу ВТ системы управления топливоподачей.

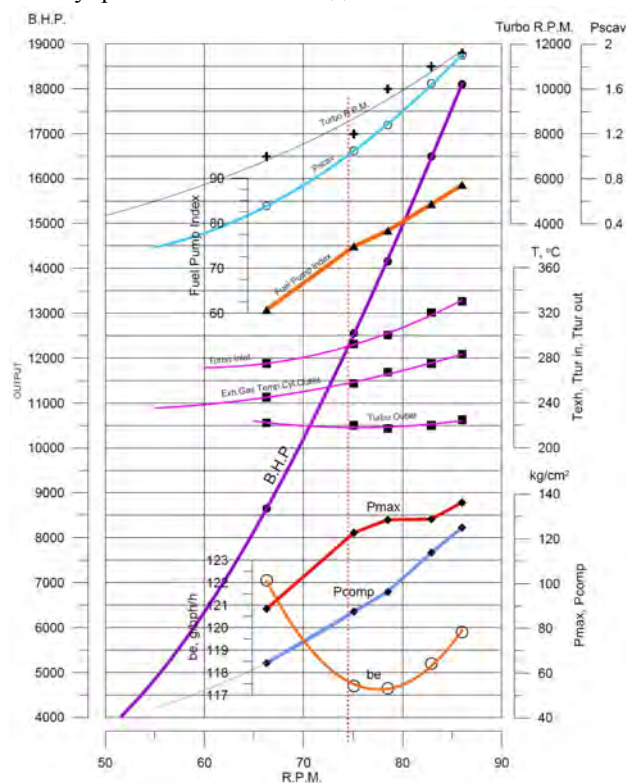


Рис. 2. Данные испытаний 6L80MCE по винтовой характеристике

На долевых режимах (до 25%) и на режимах близких к номинальным (75 – 80%) начинается из-

менение углов опережения в сторону опоздания. На режимах свыше 75% это делается для того, чтобы P_z/P_{max} не превысила заданной фирмой величины (в данном случае 130 бар), что наиболее вероятно связано с ограничениями механических нагрузок при столь значительных размерах цилиндра ($D = 80$ см). Ход поршня двигателя 6L80MCE составляет $S = 2.592$ м. и фактическое открытие выпускного клапана происходит на 135° ПКВ за ВМТ. За счет большой длины линии расширения происходит более полный отбор энергии у рабочих газов (индикаторный КПД более 51%) и значительное падение температуры выпускных газов. Температура выпускных газов на всех режимах не превышала 280°C . Основной эксплуатационный режим отмечен на рис. 2 пунктирной линией.

Индикаторная и эффективная мощности изменяются по винтовой характеристике в кубической зависимости от оборотов двигателя. В данном случае N_e э.л.с. равна:

$$N_e = ((a \cdot n + b) \cdot n + c) \cdot n + d;$$

где n – частота вращения КВ двигателя, мин^{-1} ;

a, b, c, d – коэффициенты:

$$d = 19335.96;$$

$$c = -950.27;$$

$$b = 15.33;$$

$$a = -0.051745;$$

Кривая давления в конце сжатия описывается экспоненциальной зависимостью:

$$P_{comp} = k_1 e^{k_2 \cdot n},$$

где n – частота вращения КВ двигателя, мин^{-1} ;

k_1, k_2 – коэффициенты:

$$k_1 = 6.9243;$$

$$k_2 = 0.033676;$$

2. Определение эффективных показателей

Анализ основных типов главных малооборотных дизелей МАН В&В позволил сформулировать общую двухпараметрическую зависимость удельного эффективного расхода топлива в зависимости от мощности и частоты вращения вала двигателя:

$$b_e = f(n, N_e);$$

$$b_e = k \cdot 20.7 \cdot \exp((n_{nom} - n) / n_{nom})$$

$$+ A + (B + (C + (D + F_n)n)n);$$

где n, n_{nom} – текущая и номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

A, B, C, D, E – коэффициенты полиномиальной зависимости, определяемые по данным теплотехнических испытаний путем минимизации функционала F_{un} с помощью процедуры безградиентного поиска Powell'64 [6]:

$$F_{un} = \sum \left[\frac{f_t - f(A, B, C, D, F)}{f_t} \right] \Rightarrow \min ;$$

k – коэффициент нагрузки двигателя, определяемый по формуле:

$$k = Ne_{nom} / k1 * \exp((n_{nom} - n) / n_{nom}) + A + (B + (C + Dn)n)n;$$

где $k1$ – коэффициент, рассчитываемый с помощью специального устройства, определяющего эффективный момент M_e на валу двигателя.

Датчиком устройства служит тензометрический мост, построенный на элементной базе KYOWA ELECTRONIC [7]. Принцип работы моста показан на рис. 3. Особенностью приведенной на рисунке схемы является повышенная чувствительность, помехозащищенность и термокомпенсация. Элементная база KYOWA позволяет осуществить устойчивое, защищенное соединение тензорезисторов с валом и исключить температурную погрешность подводящего кабеля.

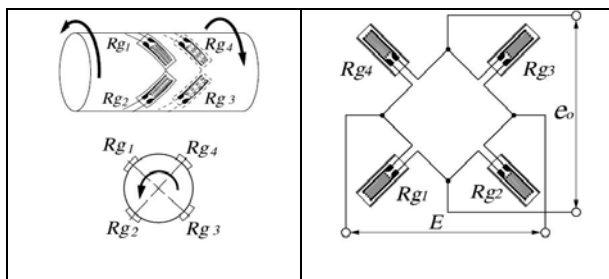


Рис. 3. Тензометрическая мостовая схема для определения скручивающего момента на валу

В лаборатории кафедры СЭУ и ТЭ построен специальный стенд для тарировки и тестирования тензометрических мостов. Испытания показали высокую чувствительность такой схемы и линейность выходного сигнала. Система, предназначенная для определения эффективных показателей СЭУ, рассредоточена по машинному отделению судна. Гальванические связи заменены в ней на беспроводную Mesh-сеть, построенную на модулях XBee Series 2 [8]. Благодаря встроенному в модули стеку, все операции по формированию сети осуществляются автоматически, без участия внешнего микроконтроллера. Модули устанавливаются в монтируемых на плате одnorядных держателях Samtec и не требуют пайки. Это является удобной опцией в связи с необходимостью модифицировать управляющую программу, при изменении конфигурации системы, или обновлять стек. Модули могут работать самостоятельно благодаря наличию у них периферийных узлов – портов ввода-вывода и АЦП. На практике (в условиях МО) была подтверждена заявленная характеристика модулей – устойчивое сетевое соединение в радиусе 40 метров вне зоны прямой видимости, что является достаточным для использования в судовых условиях.

3. Определение частоты вращения газотурбонагнетателей

В большинстве случаев на турбинах главных двигателей установлены тахометры. Оптические или на базе датчиков Холла тахометры устанавливаются со стороны воздушного компрессора и позволяют контролировать частоту вращения турбин на разных режимах. Сравнивая ее с паспортной частотой, можно производить диагностику газовыпускного тракта и воздухоохладителя [1, 2].

На практике часто возникает задача проверки правильности показания тахометров главных дизелей. Кроме того, все вспомогательные средне- и высокооборотные дизели, как правило, не оборудованы тахометрами. Давление надувочного воздуха напрямую зависит от частоты вращения ротора ГТН. В связи с этим задача оперативного определения частоты вращения ГТН является актуальной во время эксплуатации для всех типов дизелей.

Для определения частоты вращения ГТН использовался амплитудный спектр акустического сигнала компрессора. На рис. 4. представлен спектр сигнала турбины главного двигателя, а на рис. 5 – спектр турбины дизельгенератора. Спектры были рассчитаны и построены с помощью пакета RightMark Audio Analyzer [9].

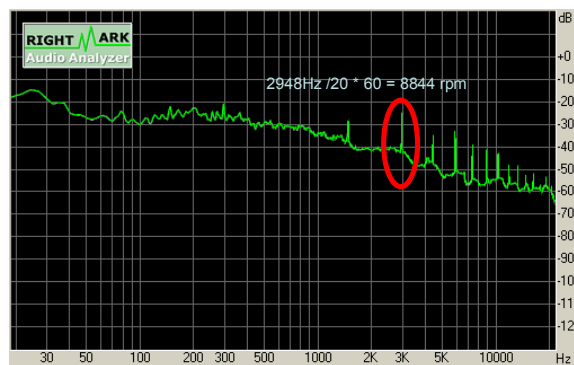


Рис. 4. Спектр звукового wav-файла компрессора ГТН главного дизеля 6L80MCE

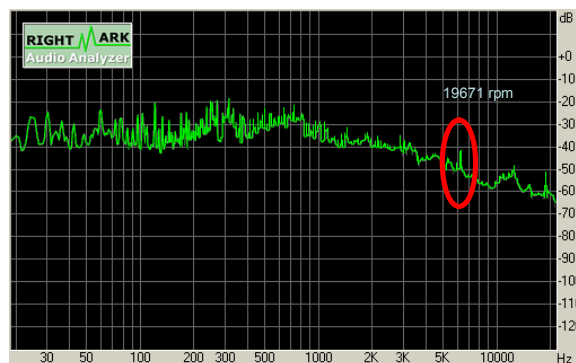


Рис. 5. Спектр звукового wav-файла компрессора ГТН среднеоборотного дизеля Daihatsu 6PL 24

Анализ спектра сигналов ГТН показал, что со стороны компрессора генерируется звуковой сигнал с частотой равной частоте вращения вала умноженной на количество лопаток. Для дизеля 6L80MCE с ГТН типа VTR 564-31 (20 лопаток компрессора) ожидаемая частота равна:

$$Fq = 9000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 3000 \text{ Гц.}$$

Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и соответственно частоты генерируемых сигналов можно принять следующими:

$$6000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 2000 \text{ Гц};$$

$$20000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 6667 \text{ Гц.}$$

На рис. 4. видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН составила:

$$\text{TUR rpm} = 2948 \text{ Гц} / 20 * 60 = 8844 \text{ rpm.}$$

Интересно отметить, что на среднеоборотном (720 мин^{-1}) дизельгенераторе Daihatsu 6PL 24 с турбиной VTR 201, количество лопаток компрессора также оказалось 20. С помощью аналогичных рассуждений вычисляем частоту вращения ротора турбины дизельгенератора на режиме 380 кВт:

$$\text{TUR rpm} = 6557 \text{ Гц} / 20 * 60 = 19671 \text{ rpm.}$$

Данная методика позволила построить зависимость частот вращения ГТН для двух дизельгенераторов Daihatsu 6PL 24 (рис. 6) на одних и тех же нагрузках. Из рис. 6 видно, что при одинаковых нагрузках турбина 2-го дизельгенератора вращается быстрее.

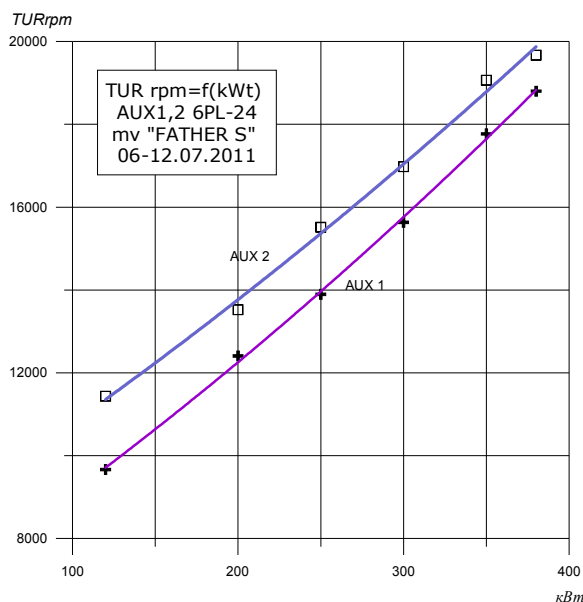


Рис. 6. Зависимость частот вращения ГТН дизельгенераторов aux1, aux2 Daihatsu 6PL 24 от нагрузки

При том, что оба дизельгенератора прошли ремонт и состояние выпускных коллекторов, решеток перед турбинами, а также воздухоохладителей нормальное, можно сделать вывод о различии осевых зазоров на турбинах. Этот дефект должен быть устранен во время ближайшего ремонта. До его устранения дизель aux1 будет работать с меньшим давлением наддува на одинаковых нагрузочных режимах, соответственно с большей теплонапряженностью и меньшей экономичностью.

Заключение

Экспериментальное определение теплотехнических характеристик главных и вспомогательных дизелей судовой энергетической установки позволяет численно оценить их техническое состояние и качество проведенных ремонтных работ. Полученные данные позволяют дать заключение о расходе топлива и масла на основных нагрузочных режимах и рекомендовать параметры основного ходового режима судна.

Литература

1. Рабочие процессы судовых дизелей / И.В. Возницкий, С.В. Камкин, В.П. Шмелев, В.Ф. Остащенко. — М.: Транспорт, 1979. — 206 с.
2. Возницкий И.В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И.В. Возницкий — М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. — 233 с.
3. Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. — 2004. — № 2 (5). — С. 138-141.
4. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Энксон — М.: Мир, 1982. — 482 с.
5. Варбанец Р.А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей (СОД) / Р.А. Варбанец // Вісник Одеського національного морського університету. — 2006. — № 18 — С. 134-141.
6. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. — М.: Мир, 1975. — 534 с.
7. TP bridge manual [Электронный ресурс]. — Режим доступа к ресурсу: <http://www.kyowa.ru>.
8. Xbee manual [Электронный ресурс]. — Режим доступа к ресурсу: <http://www.digi.com>.
9. RightMark Audio Analyzer [Электронный ресурс]. — Режим доступа к ресурсу: audio.rightmark.org.

Поступила в редакцию 25.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета В.Г. Ивановский, Одесса, Украина.

ПАРАМЕТРИЧНА ДІАГНОСТИКА СУДНОВОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Р.А. Варбанець, Ю.М. Кучеренко, А.І. Головань

Наведено дані теплотехнічних вимірювань головного двигуна MAN B & W 6L80MCE балкера типу "кейпсайз". На основному експлуатаційному режимі проведена параметрична діагностика технічного стану циліндропоршневої групи, паливної апаратури та механізму газорозподілу. Аналіз індикаторних показників робочого процесу проводили за допомогою системи діагностування D4.0H. Для визначення ефективних показників і механічного ККД була використана система на базі бездротових датчиків, встановлених на гребному валу, що реєструють характеристики обертання і працюють в режимі MESH-мережі. Для додаткової оцінки ефективних показників і для визначення параметрів турбонаддува використовувалися методи спектрального аналізу. За допомогою представлених у статті методів вдалося розрахувати частоти обертання турбонагнітачів на всіх експлуатаційних режимах, у тому числі і для дизельгенераторів, на яких тахометри турбін були не передбачені.

Ключові слова: суднові дизелі, параметри робочого процесу, теплотехнічні вимірювання, спектральний аналіз.

PARAMETRIC DIAGNOSIS MARINE DIESEL POWER PLANT IN OPERATION

R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan

Data of thermal testing of main engine MAN B & W 6L80MCE bulk carrier type capsize is presents. On the main operational mode conducted parametric diagnostics of technical condition of cylinder group, fuel system and valve gear. Analysis of the performance indicator of the workflow is done with the help of diagnostic D4.0H. To determine the effective performance and mechanical efficiency was applied to a system based on wireless sensors mounted on the shaft of rowing, which record the frequency response of the rotation and working in the mode of MESH-network. To further evaluate the effective performance and to determine the parameters of turbo used methods of spectral analysis. With the methods presented in this paper was to calculate the rotational speed of turbochargers for all operational modes, including for diesel, which tachometers turbines were not provided.

Key words: marine diesel engines, the working process parameters, sea trials tests, spectral analysis.

Варбанец Роман Анатольевич – д-р техн. наук, доцент кафедры судовые энергетические установки и техническая эксплуатация Одесского национального морского университета, Одесса, e-mail: roman.varbanets@gmail.com.

Кучеренко Юрий Николаевич – инженер, директор научно-производственной фирма «Лептон», Одесса, Украина, e-mail: 100mat@bk.ru.

Головань Андрей Игоревич – инженер кафедры технической эксплуатации флота Одесской национальной морской академии, Одесса, Украина, e-mail: andrew.golovan@gmail.com.

УДК 533.9.07

А.В. ЛОЯН, С.Ю. НЕСТЕРЕНКО, Ш. РОШАНПУР, А.И. ЦАГЛОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ИНДУКЦИОННЫХ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ИСТОЧНИКАХ ПЛАЗМЫ И ЭЛЕКТРОНОВ

В приближении однокомпонентной магнитной гидродинамики представлена математическая модель процессов в индукционных высокочастотных источниках плазмы и электронов. Уравнения записаны в двумерной форме в представлении об аксиальной симметрии задачи. Перенос импульса описан уравнением вязкости, в котором учтены влияния магнитного поля на диссипативные процессы в разреженной среде. Приведены предварительные оценки глубины магнитного скин-слоя и токового слоя. Сформулированы граничные условия, описывающие потоки частиц, импульса и энергии на поверхности устройства.

Ключевые слова: ВЧ-ионизация, источник плазмы, источник электронов

Введение

Работа индукционных высокочастотных источников заряженных частиц – электронов, плазмы – основана, в первую очередь, на ионизации газа в высокочастотном разряде. Аксиально-симметричное магнитное поле индуктора, созданное источником $\sim U_c$ переменного (периодического) во времени напряжения, индуцирует в объеме периодическое азимутальное электрическое поле. Под действием последнего возникает периодический азимутальный ток электронов, столкновения которых с атомами подаваемого газа вызывает их ионизацию.

В представленной на рис. 1 схеме устройство работает как источник (преимущественно) электронов.

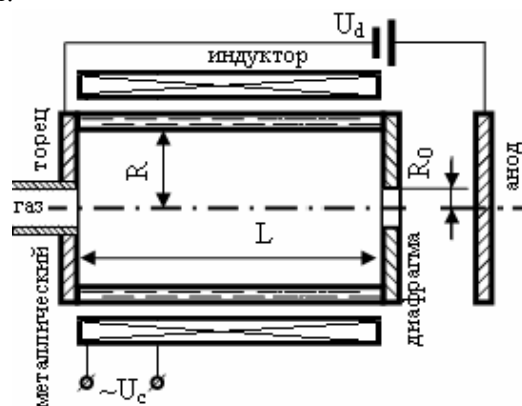


Рис. 1. Индукционный ВЧ источник электронов

Эмитированные наружу электроны непосредственно или через разряд в устройстве, обслуживаемом источником, попадают на анод. Затем через контур источника постоянного разрядного напряжения U_d они поступают в металлический задний торец ионизатора и возвращаются в разрядный объем

в составе электронных оболочек атомов, образующихся на металлическом торце в результате поверхностной рекомбинации ионов, рождающихся в объеме источника.

Диафрагма при этом может быть как диэлектрической, так и металлической. В последнем случае возможно наличие дополнительного источника напряжения, смещающего потенциал диафрагмы относительно потенциала металлического торца. В режиме генерации плазмы все поверхности источника могут быть диэлектрическими, что автоматически обеспечивает равный нулю суммарный ток из источника – при равных нулю токах на элементы конструкции источника.

Предварительные оценки

Характерная для названных устройств частота источника напряжения индуктора $\nu \sim 10$ МГц. Предварительные оценки (в пренебрежении вязкостью в движении электронов) при линейных размерах устройства порядка 1 см показали следующее:

- глубина скин-слоя δ (глубина проникновения магнитного поля в плазму) и глубина токового слоя ΔR (глубина затухания тока) составляют ~ 1 мм;
- напряженность поля в скин-слое $E \sim 10$ В/м;
- циклотронная частота электронов $\omega_c \sim 10^7$ 1/с;
- циклотронный радиус электронов $r_c \sim 0.1$ м;
- азимутальная скорость электронов $V_{e\psi} \sim 10^4$ м/с.

Учет вязкого переноса импульса электронов может несколько увеличить оценку глубины скин-слоя и заметно увеличить оценку глубины токового слоя. В любом случае предварительные оценки показывают, что экранирование поля индуктора собственным полем плазмы является значительным, но не

экстремальным – для численного решения с использованием метода конечных элементов достаточная точность достижима при разбиении радиального размера полости на несколько сотен элементов. Большая величина r_c при этом позволяет пренебречь эффектом Холла в переносе частиц, импульса и энергии.

Исходная система уравнений

Плазму в полости рассматриваем как трехкомпонентную среду, состоящую из электронов, однозарядных положительных ионов и нейтральных атомов. Каждая из компонент описывается уравнениями неразрывности, движения и энергии:

$$\frac{\partial n_e}{\partial t} + \nabla \cdot (n_e \vec{V}_e) = \frac{\partial n_e}{\partial t} + \nabla \cdot (n_e \vec{V}_i) =$$

$$= -\frac{\partial n_a}{\partial t} - \nabla \cdot (n_a \vec{V}_a) = -n_e n_a v_e \sigma_i = n_e n_a v_e \sigma_i; \quad (1)$$

$$m_e \frac{\partial}{\partial t} (n_e \vec{V}_e) + m_e n_e \vec{V}_e \cdot \nabla \vec{V}_e + m_e \vec{V}_e \nabla \cdot (n_e \vec{V}_e) +$$

$$+ \nabla (n_e k T_e) + \nabla \cdot \pi_e + e n_e (\vec{E} + \vec{V}_e \times \vec{B}) =$$

$$= -v_e \left[n_a \left(\sigma_{ea} + \sigma_i \frac{\Delta_i p_e}{m_e v_e} \right) + n_e \sigma_{ei} \right] m_e n_e \vec{V}_e; \quad (2)$$

$$m_i \frac{\partial}{\partial t} (n_e \vec{V}_i) + m_i n_e \vec{V}_i \cdot \nabla \vec{V}_i + m_i \vec{V}_i \nabla \cdot (n_e \vec{V}_i) - e n_e \vec{E} +$$

$$+ \nabla (n_e k T_i) = -\frac{m_i}{2} n_e n_a v_{ia} \sigma_{ia} \vec{V}_i + m_e n_e^2 v_e \sigma_{ei} \vec{V}_e; \quad (3)$$

$$m_i \frac{\partial}{\partial t} (n_a \vec{V}_a) + m_i n_a \vec{V}_a \cdot \nabla \vec{V}_a + m_i \vec{V}_a \nabla \cdot (n_a \vec{V}_a) +$$

$$+ \nabla (n_a k T_a) = \frac{m_i}{2} n_e n_a v_{ia} \sigma_{ia} \vec{V}_i +$$

$$+ m_e n_e n_a v_e \left(\sigma_{ea} + \sigma_i \frac{\Delta_i p_e}{m_e v_e} \right) \vec{V}_e; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[n_e \left(\frac{m_e V_e^2}{2} + \frac{3}{2} k T_e \right) \right] + \nabla \cdot \vec{q}_e +$$

$$+ e n_e \vec{V}_e \cdot \vec{E} = -n_e n_a v_e \sigma_i e \varphi_i; \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[n_e \left(\frac{m_i V_i^2}{2} + \frac{3}{2} k T_i \right) \right] + \nabla \cdot \vec{q}_i - e n_e \vec{V}_i \cdot \vec{E} = n_e n_a \times$$

$$\times v_e \sigma_i \left[\frac{3}{2} k T_a - \frac{1}{2} n_e n_a v_{ia} \sigma_{ia} \left[\frac{m_i V_i^2}{2} + \frac{3}{2} k (T_i - T_a) \right] \right]; \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[n_a \left(\frac{m_i V_a^2}{2} + \frac{3}{2} k T_a \right) \right] + \nabla \cdot \vec{q}_a = \frac{1}{2} n_e n_a v_{ia} \sigma_{ia} \times$$

$$\times \left[\frac{3}{2} k (T_i - T_a) + \frac{m_i (V_i^2 - V_a^2)}{2} \right] - n_e n_a v_e \sigma_i \frac{3}{2} k T_a, \quad (7)$$

где T_e , T_i , T_a – температуры электронов, ионов и атомов; $\vec{q}_e$, $\vec{q}_i$, $\vec{q}_a$ – плотности потока энергии электронов, ионов и атомов; π_e – тензор вязкости электронов.

Разреженность разрядной среды требует использования развернутых выражений [1]:

$$\frac{\partial \pi_e}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}_e \pi_e) + \overbrace{n_e k T_e \nabla \vec{V}_e} +$$

$$+ \frac{e}{m_e} (\pi_e \times \vec{B} - \vec{B} \times \pi_e) \approx -\frac{3}{2} v_e n_e \sigma_{ee} \pi_e; \quad (8)$$

$$\frac{\partial \vec{g}_e}{\partial t} + (\vec{V}_e \cdot \nabla) \vec{g}_e + \frac{7}{5} \vec{g}_e \nabla \cdot \vec{V}_e + \frac{9}{5} (\vec{g}_e \cdot \nabla) \vec{V}_e +$$

$$+ \frac{2}{5} \vec{g}_e \times (\nabla \times \vec{V}_e) + \frac{e}{m_e} \vec{g}_e \times \vec{B} +$$

$$+ \frac{5}{2} \frac{n_e k^2 T_e}{m_e} \nabla T_e = -n_e v_e \sigma_{ee} \vec{g}_e, \quad (9)$$

где $\vec{g}_e$ – кондуктивная составляющая плотности потока энергии электронов (теплопроводность).

В (8) тензор $\hat{\vec{D}}$ связан с исходным тензором D так:

$$\hat{\vec{D}} = D + D^* - \frac{2}{3} \delta \text{Tr} D, \quad (10)$$

где D^* – тензор, сопряженный тензору D ; $\text{Tr} D$ – след тензора D ; δ – тривиальный (унитарный) тензор второго ранга:

Для mn -го элемента $\hat{\vec{D}}^{(mn)}$ тензора $\hat{\vec{D}}$ запись (10) означает:

$$\hat{\vec{D}}^{(mn)} = D^{(mn)} + D^{(nm)} - \frac{2}{3} \delta_{mn} \sum_k D^{(kk)}, \quad (11)$$

где δ_{mn} – символ Кронекера:

$$\delta_{mn} = \begin{cases} 0, & m \neq n; \\ 1, & m = n. \end{cases} \quad (12)$$

Нестационарность разряда

Поток ионов через лэнгмюровскую границу вблизи всех поверхностей полости осуществляется с ионно-звуковой скоростью. При значении ионно-звуковой скорости $V_{is} \sim 10^3$ м/с характерное время реагирования ионов на изменение условий во времени имеет, таким образом, порядок:

$$t_i \sim \frac{R}{V_{is}}, \frac{L}{V_{is}} \sim 10^{-6} \text{ с}, \quad (13)$$

что существенно больше временного масштаба изменения внешних характеристик $T \sim 10^{-8}$ с.

Таким образом, распределение параметров ионов в пространстве можно считать стационарным. При этом, движение электронов в осевом и радиальном направлениях обусловлено (через самосогласованное электрическое поле) движением ионов – осевая и радиальная проекции среднемассовой скорости электронов не превышают по порядку ионно-звуковую скорость и существенно уступают индивидуальной скорости звука электронов. Это означает, что:

– нестационарность процесса требует учета только в азимутальной проекции уравнений (2) и (9), а также в аксиально-азимутальной и радиально-азимутальной компонентах уравнения (8);

– в переносе массы и импульса электронов (в том числе, и вязком) интерес для нас представляет только азимутальная проекция скорости электронов (не ограниченная в замкнутом движении самосогласованным полем, но обусловленная только индуцированным азимутальным электрическим полем), а также аксиально-азимутальная и радиально-азимутальная компоненты тензора вязкости.

Кроме того, с учетом $r_e \gg R, L$ слагаемыми с магнитным полем в (8), (9) можно пренебречь.

В таком случае, уравнения (1), (2), (3), (8) и (9) в проекциях (и компонентах) приобретают вид:

$$\frac{\partial}{\partial x}(n_e V_{ex}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(n_e V_{er} r) = v_e^{(i)} n_e; \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(n_e V_{ix}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(n_e V_{ir} r) = v_e^{(i)} n_e; \quad (15)$$

$$k T_e \frac{\partial n_e}{\partial x} + e n_e E_x \approx 0; \quad (16)$$

$$k T_e \frac{\partial n_e}{\partial r} - \frac{m_e n_e V_{e\psi}^2}{r} + e n_e E_r + e n_e V_{e\psi} B \approx 0; \quad (17)$$

$$m_e n_e \frac{\partial V_{e\psi}}{\partial t} + \frac{\partial \pi_e^{(x\psi)}}{\partial x} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\pi_e^{(r\psi)} r^2 \right) +$$

$$+ e n_e E_\psi \approx -v_e^{(p)} m_e n_e V_{e\psi};$$

$$m_i n_e V_{ix} \frac{\partial V_{ix}}{\partial x} + k T_i \frac{\partial n_e}{\partial x} - e n_e E_x = -v_e^{(i)} m_i n_e V_{ix}; \quad (19)$$

$$m_i n_e V_{ir} \frac{\partial V_{ir}}{\partial r} + k T_i \frac{\partial n_e}{\partial r} - e n_e E_r = -v_e^{(i)} m_i n_e V_{ir}; \quad (20)$$

$$\frac{\partial \pi_e^{(x\psi)}}{\partial t} + n_e k T_e \frac{\partial V_{e\psi}}{\partial x} + \frac{2}{5} \frac{\partial g_{e\psi}}{\partial x} \approx -v_e^{(\pi)} \pi_e^{(x\psi)}; \quad (21)$$

$$\frac{\partial \pi_e^{(r\psi)}}{\partial t} + n_e k T_e r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_{e\psi}}{r} \right) + \frac{2}{5} r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{g_{e\psi}}{r} \right) \approx -v_e^{(\pi)} \pi_e^{(r\psi)}; \quad (22)$$

$$V_{ex} \frac{\partial g_{ex}}{\partial x} + V_{er} \frac{\partial g_{ex}}{\partial r} + \frac{5}{2} \frac{n_e k^2 T_e}{m_e} \frac{\partial T_e}{\partial x} = -v_e^{(g)} g_{ex}; \quad (23)$$

$$V_{ex} \frac{\partial g_{er}}{\partial x} + V_{er} \frac{\partial g_{er}}{\partial r} + \frac{5}{2} \frac{n_e k^2 T_e}{m_e} \frac{\partial T_e}{\partial r} = -v_e^{(g)} g_{er}; \quad (24)$$

$$\frac{\partial g_{e\psi}}{\partial t} + \left(\frac{3}{5} \frac{V_{e\psi}}{r} - \frac{2}{5} \frac{\partial V_{e\psi}}{\partial r} \right) g_{er} = -v_e^{(g)} g_{e\psi}; \quad (25)$$

$$\text{где} \quad v_e^{(i)} = n_a v_e \sigma_i; \quad (26)$$

$$v_e^{(p)} = v_e \left[n_a \left(\sigma_{ea} + \sigma_i \left(1 + \frac{\Delta_i p_e}{m_e V_e} \right) \right) + n_e \sigma_{ei} \right]; \quad (27)$$

$$v_e^{(\pi)} = 3 v_e \left[n_a \left(\sigma_{ea} + \sigma_i \frac{\Delta_i p_e}{m_e V_e} \right) + n_e \left(\sigma_{ei} + \frac{\sigma_{ee}}{2} \right) \right]; \quad (28)$$

$$v_e^{(g)} = n_e v_e \left(\sigma_{ee} + \frac{7}{5} \sigma_i \right) g_{ex}. \quad (29)$$

Граничные условия для вязкости и теплопроводности

Диссипативный перенос импульса (вязкость) означает перенос импульса без переноса массы и в наших условиях связан с потерями импульса электронов при отражении от неоднородностей потенциального барьера вблизи диэлектрической и торцевой металлической границ полости. Диссипативный перенос энергии (теплопроводность) означает перенос энергии без переноса массы, либо с переносом массы, но не пропорционально величине $\frac{5}{2} k T_e + \frac{m_e V_e^2}{2}$. Первое обстоятельство также связано с потерями энергии электронов при отражении от неоднородностей потенциального барьера вблизи диэлектрической и торцевой металлической границ полости. Второе – с неравновесным переносом энергии электронами, преодолевающими барьер:

$$q_{en} = n_e V_{en} \left(e \Delta \phi + 2 k T_e + \frac{m_e V_e^2}{2} \right), \quad (30)$$

где $\Delta \phi$ – потенциальный барьер вблизи поверхности; индекс n означает нормаль к поверхности.

Граничные условия для аксиально-азимутальной и радиально-азимутальной компоненты могут, с учетом сказанного, быть записаны так:

$$\pi_e^{(x\psi)} \Big|_{x=0} = -m_e n_e \frac{V_e}{4} V_{e\psi} \eta_e^{(p)};$$

$$\pi_e^{(x\psi)} \Big|_{x=L, r>R_0} = m_e n_e \frac{V_e}{4} V_{e\psi} \eta_e^{(p)}; \quad (31)$$

$$\pi_e^{(r\psi)} \Big|_{r=R} = m_e n_e \frac{V_e}{4} V_{e\psi} \eta_e^{(p)},$$

где $x = 0$ и $x = L$ – осевые координаты соответственно металлического торца и диафрагмы катода; R_0 – радиус отверстия диафрагмы; $\eta_e^{(p)}$ – доля импульса электронов, теряемая в рассеяниях на барьере вбли-

зи поверхностей.

Граничные условия для теплопроводности могут быть записаны так:

$$g_{ex}|_{x=0} = g_{er}|_{r=R} = -n_e \left[\frac{v_e}{4} \frac{m_e V_{e\psi}^2}{2} \eta_e^{(\varepsilon)} + V_{is} \left(e \Delta \varphi - \frac{1}{2} k T_e \right) \right], \quad (32)$$

где $\eta_e^{(\varepsilon)}$ – доля энергии электронов, теряемая в рассеяниях на барьере вблизи поверхностей.

С учетом (23) – (25) и (32) можно показать:

$$\left| \frac{\partial T_e}{\partial x} \right| \sim \left| \frac{\partial T_e}{\partial r} \right| \sim \frac{2}{5} \frac{m_e}{n_e k^2 T_e} v_e^{(g)} n_e \times \left[\frac{v_e}{4} \frac{m_e V_{e\psi}^2}{2} \eta_e^{(\varepsilon)} + V_{is} \left(e \Delta \varphi - \frac{1}{2} k T_e \right) \right]. \quad (33)$$

При этом потенциальный барьер вблизи ди-

электрических поверхностей равен, а вблизи металлической близок к плавающему:

$$e \Delta \varphi_f = \frac{1}{2} k T_e \ln \frac{m_i}{2 \pi m_e}. \quad (34)$$

Выводы

Представлена математическая модель процессов в индукционных высокочастотных источниках плазмы и электронов. Приведены предварительные оценки глубины магнитного скин-слоя и токового слоя. Сформулированы граничные условия.

Литература

1. Росси Б. Введение в физику космического пространства / Б. Росси, С. Ольберт. – М.: Атомиздат, 1974. – 392 с.

Поступила в редакцию 6.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В ІНДУКЦІЙНИХ ВИСОКОЧАСТОТНИХ ДЖЕРЕЛАХ ПЛАЗМИ І ЕЛЕКТРОНІВ

А.В. Лоян, С.Ю. Нестеренко, Ш. Рошанпур, О.І. Цаглов

В наближенні однокомпонентної магнітної гідродинаміки представлено математичну модель процесів в індукційних високочастотних джерелах плазми і електронів. Рівняння записано у двовимірній формі в представленні про аксіальну симетрію задачі. Перенос імпульсу описано рівнянням в'язкості, в якому враховано вплив магнітного поля на дисипативні процеси у розрідженому середовищі. Наведено попередні оцінки глибини магнітного скин-шару і шару струму. Сформульовано граничні умови, які описують потоки часток, імпульсу і енергії на поверхні пристрою.

Ключові слова: ВЧ-іонізація, джерело плазми, джерело електронів.

MATHEMATICAL MODELING OF THE PROCESSES IN INDUCTIVE HIGH FREQUENCY SOURCES OF PLASMA AND ELECTRONS

A.V. Loyan, S.Yu. Nesterenko, Sh. Roshanpur, O.I. Tsaglov

Mathematical model of the processes in inductive high frequency sources of plasma and electrons is represented in single component magnetic hydrodynamics approximation. Equations are written in two-dimension form in the supposition about axial symmetry of task. Motion transition is described by viscosity equation considering magnetic field influence on dissipative processes in rarified substance. Preliminary estimations of magnetic skin layer and current layer thickness are represented. Boundary conditions are written considering particles, motion and energy flow on device surfaces.

Key words: RF-ionization, plasma source, source of electrons.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр. кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.loyan@khai.edu.

Нестеренко Сергей Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: thrust@d4.khai.edu.

Рошанпур Шахрам – аспирант кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: sh.roshan2002@gmail.com.

Цаглов Александр Игоревич – инженер 3-й категории, аспирант кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 631.7.04-197:631:7.019.12

В.О. ПОВГОРОДНИЙ

Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ НА ОСНОВЕ РЕШЕНИЯ ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ НЕСВЯЗАННОЙ ТЕРМОУПРУГОСТИ

Экспериментально-теоретическое исследование термоупругих и теплофизических характеристик материалов приборов, а также элементов турбостроения осуществляется исходя из решения обратной задачи термоупругости. Обратная задача термоупругости решается с использованием уравнений Дюамеля–Неймана, Фредгольма и гранично-элементный аналог ядра интегрального оператора позволяет заменить эксперимент. Результаты расчета можно использовать как неотъемлемую часть проектирования объектов приборостроения и энергетического машиностроения (материалов паровых и газовых турбин), а также расчета их ресурса и выбора системы охлаждения.

Ключевые слова: температура, теплопроводность, обратная задача, термоупругость.

Введение

Температурные факторы играют важную роль при расчете напряженно-деформированного состояния твердых тел, учет которых базируется на модели связанной термоупругости [1, 2]. В эту модель помимо упругих характеристик входят и теплофизические величины, которые необходимо определять из некоторых теплофизических экспериментов. При этом к уравнениям движения сплошной среды добавляется уравнение притока тепла, которое и служит для определения поля температур. Наиболее популярной является модель несвязанной задачи, когда механические поля и поля температур определяются последовательно, начиная с решения уравнения теплопроводности. Подробно с постановками обратных задач термоупругости (ОЗТУ) для уравнений параболического типа и методах их решения можно познакомиться в монографиях [3, 4].

В настоящем пункте в качестве примера рассматривается простейшая ОЗТУ об определении единственного параметра – постоянного коэффициента теплопроводности. Для конечномерных обратных задач решение ОЗТУ обычно опирается на аналитическое решение прямой задачи, которое строится методом преобразования Лапласа. Для того чтобы найти параметр a , необходимо осуществить некоторый теплофизический эксперимент и создать меняющееся поле температур. Обычно это осуществляется на практике путем внесения в объект исследования (ОИ) нагревательного элемента, который имеет некоторое неизвестное контактное сопротивление и соответственно вносит значительную погрешность в поведение объекта исследования; подобные методы имеют достаточно большую погрешность при игнорировании этого

фактора. Значительно более точным зарекомендовал себя метод адиабатного деформирования, который не требует дополнительных нагревательных элементов, а изменение поля температуры происходит за счет механического воздействия на ОИ и связанности полей деформаций и температур [1, 4].

Результаты исследований

В качестве модели рассмотрим стержень длины l и толщины b , который подвергается чистому изгибу за счет приложения к его концам изгибающих моментов величины M . В силу связанности полей напряжений, деформаций и температур и выполнения соотношений Дюамеля–Неймана в термоупругости (α_T – коэффициент температурного расширения)

$$\sigma_{ij} = \lambda \varepsilon_{kk} \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} - \alpha_T (3\lambda + 2\mu) u \delta_{ij} \quad (1)$$

в образце создается градиент температур, причем в силу того, что отличная от нуля компонента тензора напряжений σ_{11} линейно зависит от координаты x , то в образце в начальный момент времени создается начальное распределение температур $u(x, 0) = \gamma x$, где γ – некоторый коэффициент пропорциональности, зависящий от величины изгибающего момента и изгибной жесткости стержня. Дальнейшее изменение поля температур происходит в соответствии с уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial u}{\partial t}, \quad (2)$$

где a – коэффициент теплопроводности. В случае тепловой изоляции образца граничные условия имеют вид

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=\pm b/2} = 0. \quad (3)$$

Зная граничную температуру $u\left(\frac{b}{2}, t\right) = g(t)$

(или ее значения в некоторых точках), можно сформулировать обратную задачу об определении a , который войдет в выражение для граничной температуры нелинейным образом, что типично для коэффициентов ОЗТУ. Для формулировки разрешающего соотношения построим решение прямой задачи методом интегрального преобразования Лапласа.

Введем

$$\bar{u}(x, p) = LU = \int_0^\infty u(x, t) e^{-pt} dt.$$

Тогда

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} = \frac{1}{a} (p\bar{u} - u(x, 0)),$$

или, с учетом начального условия

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} = \frac{1}{a} (p\bar{u} - \gamma x). \quad (4)$$

Решение (1) строится стандартным образом и имеет вид:

$$\bar{u}(x, p) = Ae^{\lambda x} + Be^{-\lambda x} + \frac{\gamma}{p} x;$$

$$\lambda = \sqrt{pa^{-1}},$$

постоянные A и B определяются из граничных условий (3.7.3) и имеют вид:

$$A = -\frac{\gamma}{2p\lambda \operatorname{ch}(\lambda \cdot b/2)};$$

$$B = \frac{\gamma}{2p\lambda \operatorname{ch}(\lambda \cdot b/2)}.$$

Таким образом, находя трансформанту температуры и обращая преобразование Лапласа, имеем следующее представление граничной температуры

$$u\left(\frac{b}{2}, t\right) = L^{-1}\bar{u} = \frac{\gamma}{2\pi i} \int_{d-i\infty}^{d+i\infty} \left[\frac{b}{2} - \frac{1}{\lambda} \operatorname{th}\left(\lambda \frac{b}{2}\right) \right] \frac{e^{pt}}{p} dp.$$

Введем в рассмотрение безразмерный параметр $\beta = 4at/b^2$, который определяет число Фурье, а в интеграле произведем замену переменной $p = z/t$. Тогда имеем

$$u\left(\frac{b}{2}, t\right) = \frac{\gamma b}{4\pi i} \int_{d-i\infty}^{d+i\infty} \left[1 - \sqrt{\frac{\beta}{z}} \operatorname{th}\left(\sqrt{\frac{z}{\beta}}\right) \right] \frac{e^z}{z} dz. \quad (5)$$

Интеграл в (1) при $\beta > \beta_0 > 0$ эффективно вычисляется с помощью теории вычетов. Для этого находим особые точки подынтегральной функции. Среди них имеется $z = 0$ – устранимая особая точка и счетное множество полюсов

$z_n = -\beta\pi^2(1/2 + n)^2$, $n = 0, 1, \dots$, расположенных в левой полуплоскости. Замкнем контур интегрирования, параллельный мнимой оси, в левую полуплоскость. Используя лемму Жордана, на основании теории вычетов находим представление граничной температуры в виде ряда

$$u\left(\frac{b}{2}, t\right) = \frac{4b\gamma}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} e^{-\beta\pi^2\left(\frac{1}{2}+n\right)^2} = g(t). \quad (6)$$

Из представления (1) видно, что граничное поле температуры описывается быстро сходящимся рядом, причем $g(t) \rightarrow 0$ при $t \rightarrow 0$, и величина a , связанная с параметром β , входит в это представление нелинейным образом. Фактически в этой задаче для нахождения единственного параметра имеется функциональное уравнение. Отметим, что поставленная задача имеет решение лишь для очень ограниченного множества функций – именно, задающихся рядом типа (1). Для определения параметра a из данных эксперимента необходимо решать некоторое трансцендентное уравнение или использовать метод наименьших квадратов при обработке экспериментальных данных. Возникает естественный вопрос – нельзя ли использовать для описания поля температур и для последующей процедуры идентификации более простые аналитические выражения, упростив соотношение типа (3.7.6)?

Оказывается, что в некоторых областях изменения параметров задачи это сделать можно, что существенно упрощает процедуру решения ОЗ.

Так, например, это возможно при $t \gg t_0$, ($\beta \gg \beta_0$) где t_0 – некоторое значение времени, характеризующее максимум граничной температуры.

В силу того, что элементы ряда в (6) быстро убывают, в этой области можно использовать одноклассную асимптотику решения

$$u\left(\frac{b}{2}, t\right) \sim \frac{4b\gamma}{\pi^2} e^{-\frac{\pi^2}{4}\beta}$$

и на ее основе обработать результаты эксперимента, измеряя температуру для двух различных моментов времени t_1, t_2 .

Тогда имеем

$$u_1 = u\left(\frac{b}{2}, t_1\right) = \frac{4b\gamma}{\pi^2} e^{-\frac{\pi^2 a}{b^2} t_1};$$

$$u_2 = u\left(\frac{b}{2}, t_2\right) = \frac{4b\gamma}{\pi^2} e^{-\frac{\pi^2 a}{b^2} t_2}.$$

Из последних двух соотношений легко можно исключить параметр γ и найти

$$a = \frac{b^2}{\pi^2} \frac{1}{t_2 - t_1} \ln \frac{u_1}{u_2}.$$

При этом оказывается, что величина γ , пропорциональная силовому фактору-моменту, не входит в окончательную формулу. Также на основе этой асимптотики можно далее осуществить статистическую обработку эксперимента для нескольких пар времен измерения температуры t_k .

Отметим, что если $t \rightarrow 0$, то и $\beta \rightarrow 0$, и все полюса подынтегральной функции в (5) z_n стягиваются к началу координат; решение в виде ряда (1) становится малоприменимым для практических расчетов.

Для малых времен $t \ll t_0$ представление (1) (а тем более, одночленная асимптотика (2)) малоприменимо для расчета поля температур. Для асимптотического анализа при малых t необходимо построить асимптотику подынтегральной функции в (1) при малых β , учитывая разложение

$$1 - \sqrt{\frac{\beta}{z}} \operatorname{th} \left(\sqrt{\frac{z}{\beta}} \right) = 1 - \frac{\sqrt{\beta}}{\sqrt{z}} \left(1 + 2 \exp \left(-\sqrt{\frac{z}{\beta}} \right) + \dots \right),$$

а также, что при $t = 1$

$$L^{-1} \left(\frac{1}{z} \right) = 1;$$

$$L^{-1} \left(\frac{1}{z\sqrt{z}} \right) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}.$$

В этом случае получаем формулу

$$u \left(\frac{b}{2}, t \right) = \frac{\gamma b}{2} \left[1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \beta^{\frac{1}{2}} + o \left(\beta^{\frac{1}{2}} \right) \right],$$

которую можно использовать при обработке результатов при малых t (или малых β). На основе асимптотики (2) также, как и выше, можно построить конечную формулу для определения коэффициента температуропроводности и произвести статистический анализ.

Представленный в пункте простейший пример является весьма показательным с точки зрения общей теории идентификации [1, 2]. В этом случае задаваемая функция $g(t)$ имеет строго определенный вид, и полностью определяется двумя параметрами β и $b\gamma$.

В данном случае, сокращая объем экспериментальной информации (например, ограничиваясь

временами $t \gg t_0$), и используя простую асимптотику для описания поля температур (2), можно получить более устойчивые результаты при определении коэффициента температуропроводности, нежели при использовании общей формулы в виде ряда для расчета температуры, справедливой для любых времен.

Выводы

В первую очередь, обратные ретроспективные задачи термоупругости имеют важные применения в разных областях знания при идентификации различных динамических объектов, для которых для некоторой информации о траектории движения требуются установить начальное его состояние в предшествующий момент времени.

В механике деформируемого твердого тела наиболее актуальны и важны ретроспективные постановки для моделей термоупругости и вязкоупругости. Для этих моделей обращение временных зависимостей вызывает наибольшие трудности. Соответствующие операторные уравнения, связывающие начальные условия и текущие значения полей, оказываются линейными и непрерывно зависящими от начальных данных.

Обращение соответствующих операторных уравнений приводит к линейным некорректным задачам, требующим регуляризации. При этом наиболее часто используется метод регуляризации А.Н. Тихонова, метод усеченных сингулярных разложений и предложенный сравнительно недавно Латтесом и Лионосом метод квазиобращения. Кроме того, методы определения модулей упругости, формы полостей и включений в упругом теле по измеренным на его границе полям смещений при частотном зондировании играют большую роль в процессе идентификации объектов в различных областях естествознания.

Главная проблема при исследовании задач подобного типа – это формулировка операторной связи между искомыми коэффициентами дифференциальных операторов упругости и граничными полями перемещений. Если соответствующие операторы имеют переменные коэффициенты, то построить фундаментальные решения сложно.

Обратные ретроспективные задачи термоупругости имеют несколько типов постановок, среди которых наиболее часто встречается концепция невязанной задачи, модель которой основана на анализе начально-краевых задач для уравнения теплопроводности при разных способах измерения температуры.

В настоящее время изучение поведения конструкций производится с использованием компьютер-

ной техники. Причина этого очевидна и заключается в низкой стоимости численных экспериментов в сравнении с дорогим экспериментальным моделированием.

Численное моделирование может использоваться для изучения структур с различными геометрическими конфигурациями и под воздействием разнообразных нагрузок, а также для определения оптимальных проектных решений до их воплощения в конструкциях, в том числе и для создаваемых приборных и энергетических конструкций.

Литература

1. Калинин В.А. Экспериментальное изучение явлений связанной термоупругости и теплопроводности твердых тел / В.А. Калинин, А.О. Ватульян. – Ростов: УПЛ РГУ, 1983. – 322 с.
2. Бухгейм А.Л. Введение в теорию обратных задач / А.Л. Бухгейм. – Н-ск: Наука, 1988. – 224 с.
3. Романов В.Г. Обратные задачи математической физики / В.Г. Романов – М.: Наука, 1984. – 261 с.
4. Ватульян А.О. Математические модели и обратные задачи / А.О. Ватульян // Соросовский образовательный журнал. – 1998. – № 11. – С. 143-148.

Поступила в редакцию 22.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ТЕМПЕРАТУРОПРОВІДНОСТІ НА ОСНОВІ РОЗВ'ЯЗАННЯ ОБЕРНЕНИХ ЗАДАЧ НЕЗВ'ЯЗНОЇ ТЕРМОПРУЖНОСТІ

В.О. Повгородний

Експериментально-теоретичне дослідження термопружних та теплофізичних характеристик матеріалів приладів, а також елементів турбобудування здійснюється виходячи з розв'язків оберненої задачі термопружності. Обернена задача термопружності вирішується за допомогою рівнянь Дюамеля – Неймана, Фредгольма та методу гранично-елементний аналог ядра інтегрального оператора дозволяє замінити експеримент. Результати розрахунку можна використовувати, як невід'ємну частину проектування об'єктів приладобудування та енергетичного машинобудування (матеріалу парових та газових турбін), а також розрахунку їх ресурсу та вибору системи охолодження.

Ключові слова: температура, температуропровідність, обернена задача, термопружність.

THE DETERMINATION OF THE TEMPERATURE CONDUCTIVITY INCLUDING SOLUTION INVERSE PROBLEM OF THERMOELASTICITY

V.O. Povgorodny

The experimental and theoretical investigation of thermal and elastical characteristics of the material's considered by discussed inverse problem of the thermoelasticity. An inverse thermoelasticity problem is discussed by Duamel – Neiman's and Fredholm's equation without experiment. Assuming thermomechanical oscillation frequency small enough a solving equation was produced. Obtained results can be used to simulate the process of experimental determination of physical-mechanical properties of the materials used in aero- and spacecraft manufacturing and of the energetic machinebuildings.

Key words: temperature, temperature conductivity, inverse problem, thermoelasticity

Повгородний Владимир Олегович – канд. техн. наук, доцент, докторант, Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, Украина.

УДК 621.452.3-762.4

Ю.В. РУБЛЕВСКИЙ

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

УМЕНЬШЕНИЕ ИЗНОСА РАБОЧЕГО ДИАМЕТРА ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Представлено состояние работ по разработке и исследованию щеточных уплотнений (ЩУ) для снижения утечек воздуха в авиационных и стационарных ГТД. Выполнены аналитические и экспериментальные исследования различных вариантов ЩУ с целью повышения их работоспособности. Установлено, что при введении смазки в зону контакта ЩУ с ротором в этой точке снижается температура. Это является показателем уменьшения трения, а следовательно и износа рабочего диаметра ЩУ. Это один из путей обеспечения стабильности расхода воздуха через ЩУ в течение всего ресурса ГТД.

Ключевые слова: щеточное уплотнение, эксплуатационные характеристики, экспериментальные образцы, температура в зоне контакта.

Введение

Создание новых и модификация ранее разработанных газотурбинных двигателей связаны в первую очередь с выполнением требований повышения их топливной эффективности.

Снижение утечек воздуха, отбираемого в компрессоре для нужд турбины (охлаждение, создание перепадов давлений в опорах, компенсация осевого усилия на упорные подшипники) – одно из направлений решения этой задачи.

Ведущие мировые разработчики авиационных и стационарных газотурбинных двигателей затрачивают значительные усилия на разработку, испытания и внедрение более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные уплотнения.

Так NASA выполнено прямое сравнение эффективности лабиринтного и щеточного уплотнения за КВД двигателя YТ-700 [1].

Зарубежные информационные источники говорят о проверке работоспособности и эффективности таких уплотнений на фирмах «Роллс-Ройс», «Дженерал Электрик», Пратт-Уитни, Сименс, Мицубиси, Вестенхауз и ряде других фирм, занимающихся разработкой и эксплуатацией авиационных и стационарных ГТД.

Для примера в около 70 ГТД GE работают 205 ЩУ, их суммарная наработка составляет 1,4 млн. часов, а на одном из двигателей GE90 достигнута наработка свыше 40000 часов.

С ростом наработки становится актуальной задача по обеспечению стабильности расхода воздуха через ЩУ в течение всего ресурса ГТД.

Расход воздуха через уплотнение определяется в первую очередь зазором между его статорными и

роторными элементами. Вопросу изучения износа этих элементов ЩУ посвящен ряд зарубежных работ [2, 3], но о пути решения этой проблемы отражены не достаточно.

В статье представлен ход работ по снижению износа в зоне контакта ЩУ с ротором путём введения туда жидкой или твёрдой смазки.

1. Экспериментальная часть

Для снижения повреждаемости ЩУ в процессе наработки необходимо уменьшить износ от трения при контакте торца проволочек уплотнительного элемента и ротора.

Если предположить, что вся работа трения при взаимодействии ЩУ и ротора преобразуется в тепло, то

$$Q = \mu \cdot F_b \cdot V \quad (1),$$

где Q – количество тепла, выделенное при контакте [Вт],

μ – коэффициент трения при взаимодействии уплотнения с ротором,

F_b – нормальная сила на вершине проволочек без учета трения [Н],

V – окружная скорость ротора в зоне контакта [м/с].

Поскольку параметр V определяется конструкцией ГТД, а F_b технологией изготовления и конструкцией самого ЩУ, то уменьшить износ можно только за счет снижения величины параметра μ .

Коэффициент трения можно изменить различным способом, в том числе и введением в зону трения смазки.

Эксперименты по отработке применения различных видов смазки проводились на динамиче-

ской установке (рис. 1) по специально разработанной программе.

При этом все образцы проходили испытания при оборотах имитатора ротора $n = 8400$ об/мин и глубине врезания от 0 до 1,2 мм, без продувки воздухом через ЩУ.

Как показывают результаты работы (2) продувка воздуха резко снижает температуру в зоне контакта ЩУ с ротором. Таким образом, в нашем случае тестирование проходило в более жестких условиях и соответственно стойкость ЩУ при работе на изделии будет существенно выше.

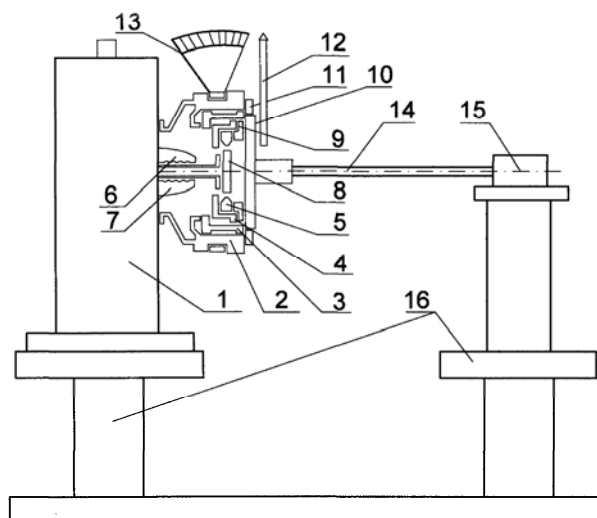


Рис. 1. Эскиз динамической установки, собранной для проведения врезаний, где:

- 1 – корпус планетарного редуктора;
- 2 – стакан;
- 3 – эксцентрическая втулка;
- 4 – деталь № 1, для крепления уплотнения;
- 5 – щеточное уплотнение;
- 6 – узел ротора;
- 7 – фланец ротора установки;
- 8 – диск-имитатор ротора турбины;
- 9 – деталь № 2, для крепления уплотнения;
- 10 – крышка для крепления водила;
- 11 – стопорное кольцо;
- 12 – лимб для визуального контроля глубины врезания;
- 13 – водило для передачи крутящего момента;
- 14 – червячный редуктор;
- 15 – лимб визуального контроля

В качестве объектов исследования использовались образцы ЩУ 5Z (О/л №ЛЗ-4/2007), 10R/0 (О/л №ЛЗ-32/2009), 10R5 (О/л №ЛЗ-27/2011), изготовленные на предприятии ГП «Ивченко-Прогресс» с нанесением различных видов смазки.

Наиболее приемлемый метод измерения температуры при врезании - введение в зону контакта датчика, который выполнен в виде кабельной термопары ХА с наружным диаметром $\varnothing = 0,3$ мм,

вмонтированного в ЩУ. При этом микро-термопара работает параллельно с проволочками уплотнительного элемента и фиксирует температуру непосредственно в зоне контакта торца проволочек с ротором на всех режимах работы. Для повышения надежности замер выполнялся параллельно 3-мя термопарами.

2. Результаты исследований

На первом образце ЩУ 5Z (О/л №ЛЗ-4/2007) с пропиткой жидкой смазкой №1 отрабатывалась методика замера температуры в зоне контакта торца проволочек с ротором при помощи кабельной микро-термопары.

Были получены замеры во всем рабочем диапазоне оборотов и врезаний, кроме того термопара фиксировала температуру в течении 35 мин. непрерывной работы при max величине врезания без продувки воздуха через ЩУ.

В процессе приработки рабочего диаметра ЩУ 5Z происходило снижение температуры в зоне контакта с ротором на 130°C .

Применение жидкой смазки № 1 в ЩУ 5Z обеспечивает снижение температуры в зоне контакта на 230°C при врезании на 1,2 мм.

Особенностью испытания ЩУ 10R/0 (О/л №ЛЗ-32/2009) с пропиткой жидкой смазкой №1 была проверка расходной характеристики уплотнения до и после врезания на стационарной установке. В результате ЩУ показало стабильные результаты по расходу, т.е. рабочий диаметр изнашивался незначительно. Недостатком жидкой смазки №1 ограничивающим применение её на изделии является тот факт, что под действием рабочего перепада давления она выдувается из ЩУ.

Поэтому следующий вариант ЩУ 10R5 (О/л №ЛЗ-27/2011) был с нанесением на рабочий диаметр твердой смазки № 2. Он показал снижение температуры в зоне контакта с ротором на 93°C . К недостаткам можно отнести стойкость твердой смазки № 2 при врезании до величины 0,8 мм.

Заключение

На основании результатов проведенных исследований по сравнению нескольких видов смазки введенных в зону контакта ЩУ и ротора можно сделать вывод, что экспериментальный образец ЩУ 10R5 (О/л №ЛЗ-27/2011) с твердой смазкой № 2 при проверке на динамической установке показал более стабильные результаты.

Экспериментальный образец ЩУ 10R5 (О/л №ЛЗ-27/2011) с твердой смазкой № 2, нанесенной по технологии ГП «Ивченко-Прогресс», может слу-

жить прототипом для дальнейшей отработки ЩУ с целью применения в конструкции авиационных ГТД и ГТП наземного применения.

Литература

1. *Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual-Brush Compressor Discharge Seals in a YT-700 Engine Test* / R.C. Hendricks, T.A. Griffin, T.R. Kline, K.R. Csavina, A. Pancholi, D.

Sood. – *NASA Technical Memorandum 106360*, 1994. – 23 p.

2. *Demiroglu M. An investigation of heat generation characteristics of brush seals* / M. Demiroglu, J. ATichy. – *ASME Turbo Expo2007, GT 2007-28043*. – 10 p.

3. *Design features and performance details of brush seals for turbine applications* / M. Neef, E. Salda, N. Surken, J. Walkehorst. – *ASME Turbo Expo 2006, GT 2006-90404*. – 8 p.

Поступила в редакцию 22.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ЗНИЖЕННЯ ЗНОСУ РОБОЧОГО ДІАМЕТРУ ЩІТКОВИХ УЩІЛНЬ

Ю.В. Рублевський

Представлено стан робіт з розробки та впровадженню щіткових ущільнень (ЩУ) для зниження витоків повітря в авіаційних і стаціонарних ГТД. Виконані аналітичні та експериментальні дослідження різних варіантів ЩУ з метою підвищення їх працездатності. Установлено, що при введенні змазки в зону контакту ЩУ з ротором в цій точці знижується температура. Що має бути показником зниження тертя, а існуючі з цього і зносу робочого діаметру ЩУ. Це один із шляхів забезпечення стабільності расходу повітря через ЩУ в продовж всього ресурсу ГТД.

Ключові слова: щіткове ущільнення, експлуатаційні характеристики, експериментальні зразки, температура в зоні контакту.

DIMINISHING OF WORKING DIAMETER WEAR OF BRUSH SEAL

Ju. V. Rublevsky

The condition of works on working out and introduction BS for decrease in leaks in air cavities aviation and stationary GTE is presented. In work the experimental research of variants BS is spent. It is established, that at check on static installation experimental sample BS 10R/03, workings out SE ZMBDB "Progress" named after academician A.G.Ivchenko under the characteristics does not concede to foreign analogue. Under the characteristics experimental sample BS 10R/03 can serve as prototype BS for application in a design of the turbine of land application.

Key words: brush seal, operational characteristics, account characteristics, experimental samples, a temperature is in the area of contact.

Рублевский Юрий Владленович – вед. конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: RU-YV@mail.ru, skype: Yuriy4041.

УДК 621(075.8)

С.М. СТЕПАНЕНКО

ГП “Ивченко-Прогресс”, Запорожье, Украина

КРИТЕРИИ И МЕТОДЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЕМ

Согласно стандарту ISO 9001:2008, использование процессного подхода к управлению проектированием предполагает обязательное определение критериев и методов, необходимых для обеспечения результативности как при осуществлении, так и при управлении процессами. Создание функциональной модели для управления процессами проектирования возможно с позиций технологической последовательности процессов и с позиций задач, решаемых в рамках менеджмента. Показано, что функциональная модель процессов проектирования, построенная с позиций менеджмента, позволяет наглядно увязать критерии результативности с каждым процессом модели, а также определить методы управления процессами с целью поддержания и улучшения их качества.

Ключевые слова: проектирование, критерии результативности, методы управления, процесс, процессный подход, функциональная модель, стандарт ISO 9001:2008.

1. Процессный подход к управлению и критерии его результативности

Создание системы менеджмента качества на предприятии в соответствии со стандартом ISO 9001:2008 требует процессного подхода к разработке, внедрению и улучшению этой системы с целью повышения удовлетворенности потребителей путем выполнения их требований. Предприятие должно определить процессы, необходимые для системы менеджмента качества, определить их последовательность и взаимодействие, определить критерии и методы, необходимые для обеспечения результативности как при осуществлении, так и при управлении этими процессами [1, 2]. Как правило, очень многие предприятия ограничиваются графическим представлением потоков производственных процессов, отражающим только технологическую последовательность выполняемых работ, что не дает возможности наглядно представить роль определяемых критериев и методов, необходимых для обеспечения управления каждым из выделенных процессов. То есть, задача увязать воедино и дать наглядное представление о взаимосвязи выделенных процессов системы менеджмента качества и влиянии критериев и методов на результативность управления этими процессами является актуальной задачей для лучшего понимания сущности требований, предъявляемых стандартом ISO 9001:2008. Рассмотрение вопроса проводится на примере анализа системы управления проектированием авиационных двигателей. В общей постановке вопрос соответствия критериев и методов с заданными процессами достаточно хорошо рассмотрен в [3], однако

там автор не дает конкретных рекомендаций по пригодному для практического использования увязыванию критериев и методов управления процессами с конкретно определенными процессами.

2. Особенности осуществления управления процессами

Если процессы проектирования авиационных двигателей рассматривать только как технологически обоснованную цепочку этапов проектирования, подготовки производства, доводки опытных образцов двигателя, сдаточных испытаний и сопровождения его серийного изготовления, то всегда на входе каждого процесса будут исходные данные и условия для проведения очередного процесса, а на выходе – материально воплощенная продукция, полученная в результате выполнения очередного процесса. Такая функциональная модель процесса проектирования авиационных двигателей приведена на рис. 1. Глядя на такую модель очень сложно представить, как определить критерии результативности каждого процесса и какими методами можно улучшать эти процессы, что требуется стандартом ISO 9001:2008.

Управлять процессом – это значит управлять именно деятельностью, которая осуществляется в рамках конкретного процесса, для достижения результата (получение продукта, удовлетворяющего заданным требованиям), а не управлять получаемым результатом. То есть, с позиций менеджмента управление – это деятельность по обеспечению требований, предъявляемых к процессу. В этом случае на входе процесса должны быть те требования,

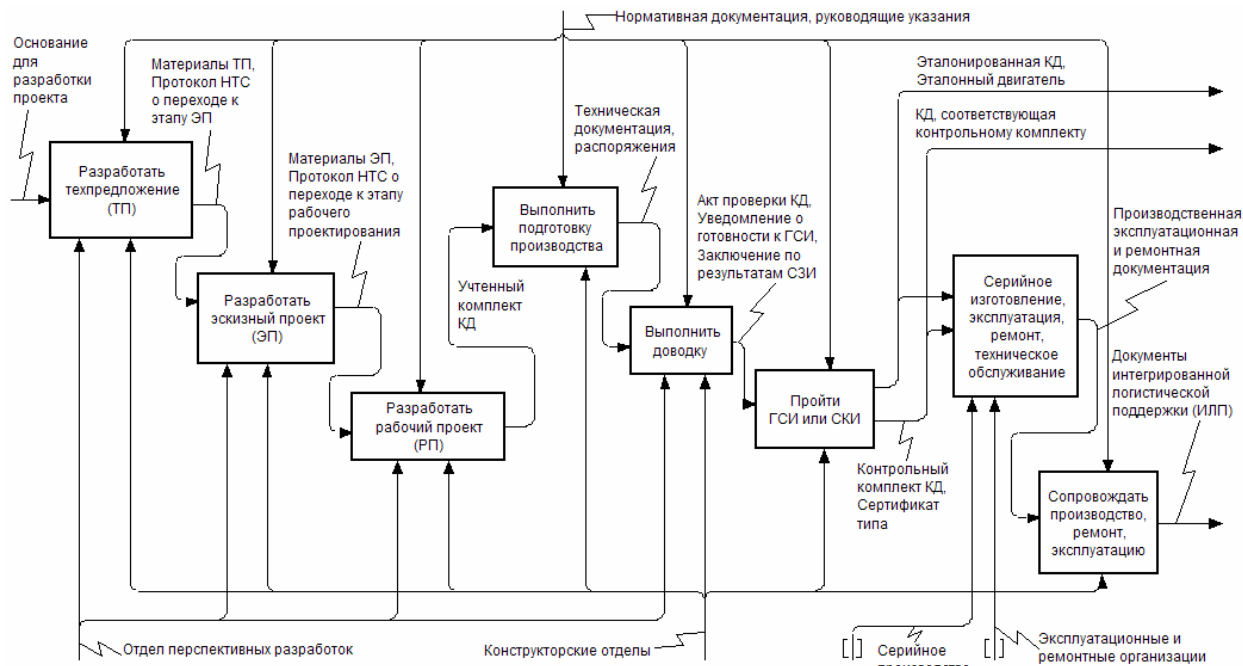


Рис. 1. Технологическая функциональная модель процесса проектирования авиационных двигателей:
 ГСИ – государственные стендовые испытания, КД – конструкторская документация,
 НТС – научно-технический совет, СЗИ – сертификационные заводские испытания,
 СКИ – сертификационные контрольные испытания

которые предъявляются к процессу, а на выходе – мера удовлетворения этих требований. Для построения такой функциональной модели проектирования наиболее приемлемым будет использование правила – требование к процессу должен формировать следующий процесс (внутренний для системы или внешний). Другими словами, целью любого процесса должно стать удовлетворение потребностей следующего процесса [3]. Конечной целью проектирования с позиций менеджмента должно быть удовлетворение требований и потребностей Заказчика. Но каждый из выделенных процессов проектирования также должен рассматриваться как заказчик предыдущего процесса. Выходы предыдущего процесса в первую очередь должны удовлетворять такого внутреннего заказчика (по своевременности выполнения, полноте, непротиворечивости и т.п.). Тогда, в конечном результате будут в наибольшей степени удовлетворены требования внешнего Заказчика к цене продукта, своевременности выполнения проекта, качеству, и, в свою очередь, предприятие будет успешно решать свои собственные стратегические задачи развития.

В рассматриваемом контексте можно говорить об определении показателей качества управления процессами или об определении критериев управления процессами. Величины, выбираемые в качестве показателя достижения цели процессов, должны отвечать следующим требованиям:

- отражать требования потребителей (следующих процессов) и других заинтересованных сторон;

- отражать меру достижения поставленной цели, т.е. характеризовать результат процесса (например: число дней отставания от планового срока, объем невыполнения планового задания, количество неудовлетворенных требований и пр.);

- быть количественно измеримыми, чтобы быть использованными для сравнительной оценки качества деятельности;

- отражать потери (дополнительные затраты) на процесс управления деятельностью.

Определенные таким образом критерии будут диктовать методы, которые следует использовать для управления процессом с целью постоянного улучшения его качества.

В качестве примера можно привести возможные критерии результативности и методы управления процессами проектирования, изображенными на рис. 1.

Для процесса «Разработка техпредложения» критериями результативности управления могут быть выбраны: полнота соответствия пояснительной записки требованиям Заказчика к изделию и удовлетворение потребностей Заказчика по срокам выполнения проекта и по 100 % соответствию требованиям технического задания (ТЗ). Для достижения первого критерия результативности можно применить следующие методы управления: обеспечение своевременного получения исходных данных для разработки техпредложения; разработка и постоянная актуализация типового содержания структуры

пояснительной записки; разработка типовых методов проектирования. Для достижения второго критерия результативности можно применить методы: анализ возможностей повышения среднего балла удовлетворенности потребителей (по результатам анкетирования); плановое повышение квалификации исполнителей; эффективное подключение к работам необходимых дополнительных специалистов; совершенствование материальной базы и программного обеспечения компьютерного выполнения проекта.

Для процесса «Разработка техпредложения» к критериям и методам, аналогичным предыдущему процессу, целесообразно добавить критерий: удовлетворение потребностей разработчиков рабочего проекта в полноте исходных данных для рабочего проектирования и по срокам предоставления исходных данных. Методами управления для достижения этого критерия могут быть: эффективное подключение к работам необходимых дополнительных специалистов и других организаций; сотрудничество с научными организациями; совершенствование материальной базы и программного обеспечения компьютерного выполнения проекта.

Для процесса «Разработка рабочего проекта» к критериям, кроме удовлетворения потребностей Заказчика, можно добавить: удовлетворение потребностей изготовителя (100% полнота КД в планируемые сроки ее предоставления изготовителю). Методами управления для достижения этого критерия может быть: эффективное взаимодействие специалистов подразделений, участвующих в проектировании; эффективное взаимодействие с изготовителем; внедрение новой компьютерной техники, программ, использование баз данных, электронного документооборота, CALS-технологий; плановое повышение квалификации исполнителей; проведение статистического анализа.

Для процесса «Выполнение подготовки производства» критериями результативности управления могут быть выбраны: удовлетворение потребностей изготовителя (обеспечение в плановые сроки 100% полноты материалов для изготовления узлов и 100% полноты материалов для изготовления опытного образца); соответствие требований к изделию (100% полнота материалов для проведения исследований; 100% полнота технических возможностей). Для достижения первого критерия результативности можно применить следующие методы управления: подбор и подготовка квалифицированных кадров

для осуществления курирования сборки и инспекции опытных образцов; проведение статистического анализа при сборке и инспекции опытных образцов (первых пяти комплектов); организация своевременных работ по проектированию и курированию изготовления экспериментальной матчасти и опытных двигателей. Для достижения второго критерия можно применить методы: разработка и постоянная актуализация типового содержания экспериментальных исследований; предложения по модернизации и реконструкции экспериментально-исследовательской базы; организация своевременных работ по доработке материалов, необходимых для проведения исследований.

Примеры критериев и методов можно продолжить и для остальных процессов, входящих в общий процесс проектирования двигателя. Однако, уже и так очевидно, что построение функциональной модели процессов проектирования с позиций менеджмента будет отличаться от технологической модели как содержанием входов и выходов, так и направлениями их потоков. На рис. 2 представлена функциональная модель процесса проектирования, построенная с позиций управления ею по выбранным критериям результативности.

Выводы

Предложенный подход к построению функциональной модели процессов проектирования авиационных двигателей, основывающийся на её построении с позиций менеджмента, позволяет наглядно увязать назначаемые критерии результативности с каждым процессом модели, а также определить методы управления процессами, направленные на поддержание и улучшение их качества.

Литература

1. ДСТУ ISO 9001:2009. Системи управління якістю. Вимоги (ISO 9001: 2008, IDT): – Взамен ДСТУ ISO 9001-2001; вед. 01.09.2009. – К: Держстандарт України, 2009. – IV. – 30 с..
2. ГОСТ Р ИСО 9001-2008. Системы менеджмента качества. Требования (ISO 9001: 2008, IDT). – Взамен ГОСТ Р ИСО 9001-2001; вед. 13.11.2009. – М: Стандартинформ, 2008. – X. – 54 с.
3. Васильков Ю.В. Управление процессами [Электронный ресурс] / Ю.В. Васильев. – KlubOK.net, 2003-2011. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.klubok.net/article/2279.html>. – 15.09.2008.

Поступила в редакцию 31.05.2011

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф., зав. каф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина.

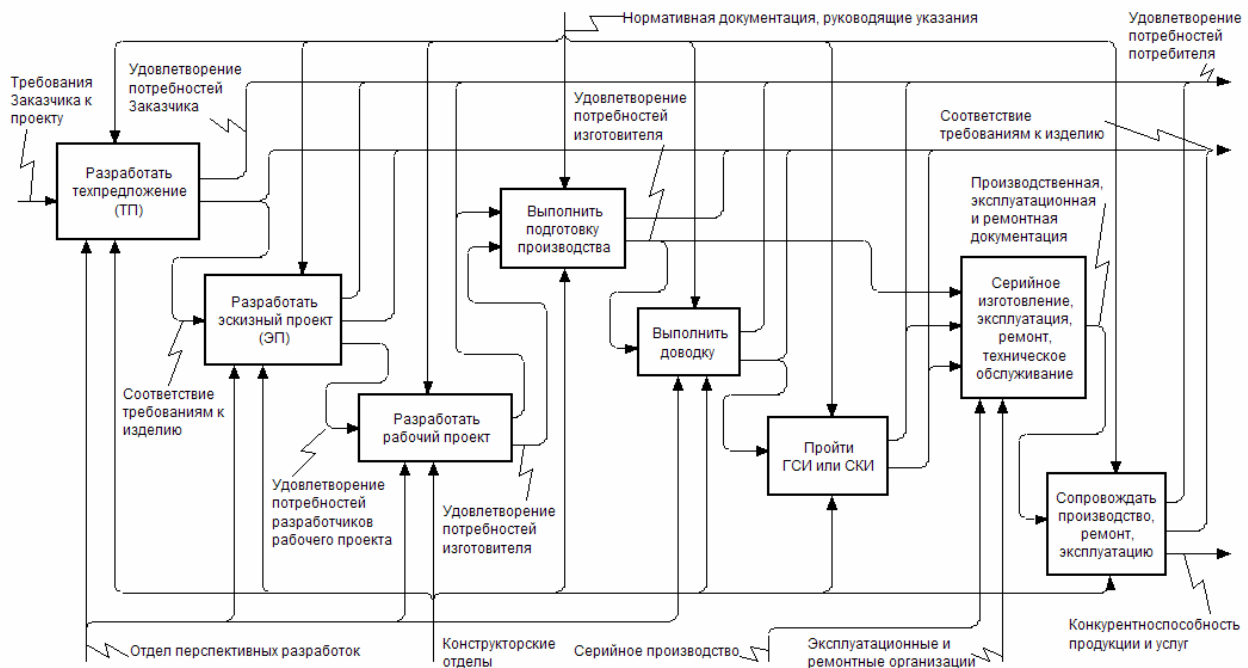


Рис. 2. Процессы проектирования с их критериями результативности

КРИТЕРІЇ І МЕТОДИ, НЕОБХІДНІ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТУВАННЯМ

С.М. Степаненко

Згідно із стандартом ISO 9001:2008, використання процесного підходу до управління проектуванням передбачує обов'язкове визначення критеріїв і методів, необхідних для забезпечення результативності як при здійсненні, так і при управлінні процесами. Створення функціональної моделі для управління процесами проектування можливо з позицій технологічної послідовності процесів і з позицій завдань, що вирішуються у рамках менеджменту. Показано, що функціональна модель процесів проектування, побудована з позицій менеджменту, дозволяє наочно пов'язати критерії результативності з кожним процесом моделі, а також визначити методи управління процесами з метою підтримки і поліпшення їх якості.

Ключові слова: проектування, критерії результативності, методи управління, процес, процесний підхід, функціональна модель, стандарт ISO 9001:2008

CRITERIA AND METHODS REQUIRED FOR SUPPORTING EFFECTIVENESS OF DESIGN MANAGEMENT SYSTEM

S.M. Stepanenko

In accordance with ISO 9001:2008 standard the application of a process approach to design management involves an obligatory defining the criteria and methods required for supporting the effectiveness both at performance and management of the processes. Creation of a functional model for the management of the design processes is available in terms of a technological succession of the processes and the problems resolved within the frameworks of management. It is shown that the functional model created on the basis of management offers a visual conformance of the effectiveness criteria with each process of the model, and also a description of the management methods applied to the processes in order to support and improve their quality.

Key words: design, effectiveness criteria, management methods, process, process approach, functional model, ISO 9001:2008 standard

Степаненко Сергей Михайлович – канд. техн. наук, начальник отдела государственного предприятия «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 03531@ivchenko-progress.com.

УДК 629.7.03:681.518.7

Е.В. ПАВЛЮК¹, С.В. ЕПИФАНОВ², С.И. СУХОВЕЙ², Р.Л. ЗЕЛЕНСКИЙ²¹ГП «Харьковское агрегатное конструкторское бюро», Харьков, Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

СОГЛАСОВАНИЕ КОНТУРА УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗАЦИЕЙ СЛУЖЕБНОГО КОМПРЕССОРА С КОНТУРОМ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГДУ КОМПРЕССОРА ВСУ

Приведен анализ влияния контура управления механизацией служебного компрессора ВСУ на контур управления подачей топлива в камеру сгорания в системе с отбором топлива с выхода качающего узла насоса-дозатора. С помощью разработанной математической модели системы выявлено, что при быстрой остановке выходных звеньев агрегатов механизации компрессора возникает кратковременное увеличение расхода топлива в камеру сгорания, которое приводит к снижению запасов ГДУ компрессора газогенератора. По результатам математического моделирования даны рекомендации для формирования контура управления агрегатами механизации компрессора. Необходимые запасы ГДУ компрессора обеспечиваются выбором соответствующего ускорения при замедлении агрегата. Результаты исследования были использованы при разработке САУ двигателя АИ-450-МС.

Ключевые слова: ВСУ, служебный компрессор, агрегаты управления механизацией компрессора, алгоритмы управления механизацией компрессора, запасы ГДУ.

Введение

Для достижения высокой эффективности современных ГТД их компрессоры снабжаются средствами механизации. В служебном компрессоре вспомогательной силовой установки (ВСУ) применение поворотного входного направляющего аппарата (ВНА) позволяет улучшить топливную эффективность, а клапан перепуска воздуха (КПВ) обеспечивает требуемые запасы газодинамической устойчивости (ГДУ) на всех режимах работы. Требование минимизации массы агрегатов предопределяет необходимость использования одного качающего узла (узла насоса-дозатора) для подачи топлива в камеру сгорания, а также к агрегатам управления ВНА и КПВ.

В рассматриваемой в данной статье системе дозирование топлива в камеру сгорания осуществляется дозирующим элементом на основе поворотного плоского золотника с непосредственным приводом от электромеханического преобразователя (ЭМП). Требуемая расходная характеристика дозатора обеспечивается клапаном постоянного перепада давления (КППД или регулятор расхода) на дозирующем сечении за счет перепуска избытка топлива с выхода объемного нерегулируемого насоса высокого давления на его вход. Отборы топлива на управление механизацией служебного компрессора осуществляются с выхода насоса. В агрегатах механизации реализован релейный способ управления на

основе электромагнитных клапанов, обеспечивающий максимальные скорости перемещения исполнительных механизмов.

Для обеспечения необходимого быстродействия агрегатов управления механизацией компрессора величина отборов топлива составляет 40-50% от расхода топлива в основную камеру сгорания на максимальном режиме работы ВСУ. Динамика регулятора расхода топлива, являющегося составной частью дозатора топлива, описывается инерционным звеном первого порядка с постоянной времени до 0,1 с. При такой динамике топливного дозатора резкие изменения отборов топлива за насосом, обусловленные перемещением и остановкой элементов механизации служебного компрессора, оказывают значительное влияние на дозирование топлива и запасы ГДУ компрессора газогенератора ВСУ.

В статье выполнена оценка влияния контуров управления механизацией служебного компрессора на контур управления подачей топлива и ГДУ ВСУ, а также даны рекомендации для синтеза алгоритмов управления агрегатами механизации служебного компрессора ВСУ.

1. Математическая модель системы

Для моделирования динамики ВСУ использовалась линейная динамическая математическая модель [1], дополненная экспериментально-расчетной моделью процесса запуска [2].

Математическая модель ЭМП дозатора топлива представлялась следующим дифференциальным уравнением:

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + K_v \frac{d\alpha}{dt} = K_i \cdot i, \quad (1)$$

где α – угол поворота ротора, i – ток управления; J – момент инерции ротора; K_v , K_i – коэффициенты вязкого трения и крутящего момента.

Уравнение замыкания контура управления подачей топлива – пропорционально-дифференциальный закон управления с аддитивной осциллирующей составляющей [3]:

$$i = k_p (\alpha_0 - \alpha_i) - k_d \frac{\Delta \alpha_i}{T} + S_{осц}, \quad (2)$$

где α_0 , α_i – заданное и измеренное (с учетом запаздывания на период квантования и шумов в канале измерения) значения угла поворота ротора; $\Delta \alpha_i$ – приращение угла за последний период квантования по времени; T – величина периода квантования по времени; k_p , k_d – коэффициенты пропорциональной и дифференциальной составляющих закона управления; $S_{осц}$ – осциллирующая составляющая.

Заданное значение α_0 определяется пропорционально-интегральным законом поддержания частоты вращения ротора силовой турбины [4]:

$$\alpha_0 = k_{пн} \Delta n_{СТ} + k_{ин} \int \Delta n_{СТ} dt, \quad (3)$$

где $\Delta n_{СТ}$ – рассогласование между заданным и измеренным значениями частоты вращения ротора силовой турбины; $k_{пн}$, $k_{ин}$ – коэффициенты пропорциональной и интегральной составляющих закона управления.

Рассчитанный по датчику положения дозирующего элемента расход топлива

$$G_T = K_G \alpha_0, \quad (4)$$

где K_G – масштабный коэффициент.

Математическая модель исполнительных гидроцилиндров агрегатов механизации компрессора при релейном управлении без участков разгона и торможения задавалась в следующем виде:

$$\begin{cases} V = V_{\max}, \text{ если } j=1; \\ V = -V_{\max}, \text{ если } j=-1; \\ V=0, \text{ tckb } j=0, \end{cases} \quad (5)$$

где j – дискретная команда на перемещение гидроцилиндра; V – скорость перемещения штока гидроцилиндра; $V_{\max}$ – максимальная скорость перемещения штока гидроцилиндра.

Отбор топлива от насоса на перемещение гидроцилиндра агрегата:

$$G_{отб} = K_{ГЦ} |V|, \quad (6)$$

где $K_{ГЦ}$ – коэффициент, учитывающий расход топлива на заполнение гидроцилиндра при перемещении поршня.

Параметры гидроцилиндров ВНА и КПВ близки, поэтому в их моделях использовались одинаковые значения $K_{ГЦ}$.

Математическая модель насоса представлялась следующей зависимостью:

$$G_H = K_H n_{ТК}, \quad (7)$$

где G_H – расход топлива на выходе из насоса; K_H – коэффициент производительности насоса; $n_{ТК}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора.

Динамическая модель клапана постоянного перепада давления (КППД) на дозирующем сечении:

$$T_{КППД} \frac{dG_{КППД}}{dt} + G_{КППД} = G_H - G_T - G_{отб}, \quad (8)$$

где $G_{КППД}$ – расход через КППД в слив (слив избытка топлива); $T_{КППД}$ – постоянная времени КППД.

Фактический расход топлива в двигатель:

$$G_{ТФ} = G_H - G_{отб} - G_{КППД}. \quad (9)$$

В связи с малыми размерами двигателя упругость трубопроводов в математической модели не учитывалась.

2. Результаты моделирования

На рис. 1 приведено изменение фактического расхода топлива в камеру сгорания ВСУ при мгновенном страгивании и останове штока гидроцилиндра ВНА.

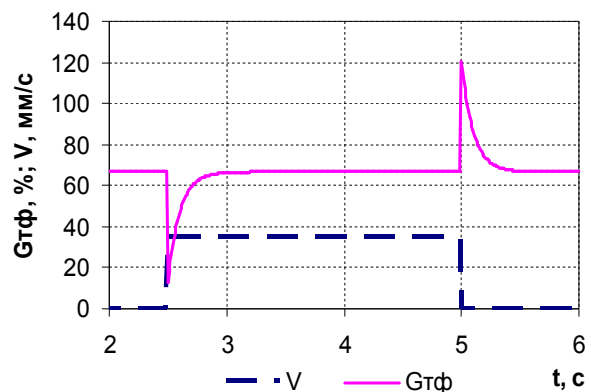


Рис. 1. Изменение фактического расхода топлива в камеру сгорания при мгновенном страгивании и останове штока гидроцилиндра ВНА

В моменты страгивания и останова наблюдаются кратковременные скачки по расходу топлива. Их длительность определяется постоянной времени КППД. Эти скачки несут существенные проявления в частотах вращения роторов даже при максимальном значении $T_{\text{КППД}} = 0,1$ с. Однако резкое увеличение расхода топлива может привести к недопустимому уменьшению запасов ГДУ компрессора.

Для парирования этой ситуации эффективным может быть замедление темпа разгона и останова за счет соответствующих настроек контура управления механизацией компрессора. На рис. 2 приведено изменение расхода топлива и запасов ГДУ для трех темпов замедления ВНА: резкий останов, ускорение $a = -500$ мм/с² и $a = -250$ мм/с².

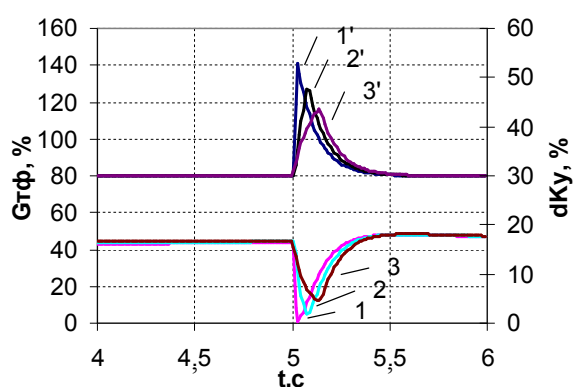


Рис. 2. Изменение расхода топлива (1', 2', 3') и запасов ГДУ компрессора (1, 2, 3): 1, 1' — резкий останов; 2, 2' — $a = -500$ мм/с²; 3, 3' — $a = -250$ мм/с²

3. Анализ результатов и внедрение результатов исследования

Мгновенный останов исполнительных механизмов ВНА или КПВ приводит к полному исчерпанию запасов ГДУ компрессора газогенератора. Замедление темпа останова до ускорения -250 мм/с² позволило обеспечить $dK_y = 4,5 \%$.

Основываясь на результатах данного исследования, при разработке САУ двигателя АИ-450-МС в контур управления механизацией служебного компрессора был введен алгоритм, обеспечивающий равномерное и плавное изменение тока управления электромагнитных клапанов гидроцилиндра ВНА и КПВ с помощью широтной импульсной модуляции.

В исходном варианте системы был реализован релейный закон управления электромагнитными клапанами, что обеспечивало максимальные скорости перемещения агрегатов управления механизацией служебного компрессора.

Доработанные вариант системы предусматривал ступенчатое изменение тока в каждом такте управления. В зависимости от требуемого направления движения ток увеличивался или уменьшался до предельного максимального или минимального значения. При достижении предельного значения ток оставался постоянным, обеспечивая максимально возможную скорость перемещения ВНА или КПВ.

Нулевое значение тока для остановки агрегатов устанавливалось также ступенчато с тем же темпом, что и при страгивании.

Был выполнен анализ работы системы с различными значениями темпов изменения управляющего тока при начале движения и останове ВНА и КПВ. Влияние темпа изменения управляющего тока на расход топлива в камеру сгорания оценивалось по штатным измерениям давления топлива перед форсунками. Выбранная скорость изменения управляющего тока обеспечивала увеличение его до максимального значения и уменьшение до нуля за время, не превышающее 25 мс. Потери в скорости перемещения агрегатов механизации компрессора не существенны.

Такая доработка исключила возможность возникновения помпажей при останове исполнительных механизмов ВНА и КПВ, что было подтверждено в процессе стендовых испытаний и эксплуатации двигателя.

Литература

1. Куликов Г.Г. Метод определения динамических параметров ГТД в САПР-Д / Г.Г. Куликов, И.М. Горюнов, М.А. Романов // Испытание авиационных двигателей: межвуз. научн. сб. — Уфа: УАИ, 1986. — Вып. 14. — С. 39-46.
2. Экспериментально-расчетная методика построения линейной динамической математической модели процесса запуска ГТД / С.И. Суховей, С.В. Епифанов, Е.В. Павлюк, Т.В. Кулик // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — № 9 (56). — С. 147-151.
3. Адаптивная САУ расходом топлива с приводом дозатора от электромеханического преобразователя / Е.В. Павлюк, С.В. Епифанов, С.И. Суховей, С.Н. Емельянов // Авиационно-космическая техника и технология. — 2006. — № 4 (30). — С. 92-95.
4. Павлюк Е.В. Синтез контура управления частотой вращения свободной турбины вспомогательной силовой установки / Е.В. Павлюк, С.В. Епифанов, С.И. Суховей // Авиационно-космическая техника и технология. — 2004. — № 8 (16). — С. 110-113.

Поступила в редакцию 12.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Б.И. Кузнецов, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина.

УЗГОДЖЕННЯ КОНТУРА КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗАЦІЄЮ СЛУЖБОВОГО КОМПРЕСОРА З КОНТУРОМ КЕРУВАННЯ ПОДАЧЕЮ ПАЛИВА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГДС КОМПРЕСОРА ДСУ

Є.В. Павлюк, С.В. Епіфанов, С.І. Суховій, Р.Л. Зеленський

Наведено аналіз впливу контура керування механізацією службового компресора ДСУ на контур керування подачею палива в камеру згоряння у системі з відбором палива з виходу качаючого вузла насоса-дозатора. За допомогою розробленої математичної моделі системи виявлено, що при миттєвій зупинці агрегата виникає короткочасове збільшення витрати палива в камеру згоряння, котре призводить до зниження запасів ГДС компресора газогенератора. За результатами математичного моделювання надано рекомендації щодо формування контуру керування агрегатами механізації компресора. Необхідні запаси ГДС компресора забезпечуються вибором прискорення при сповільненні агрегату. Результати досліджень було використано при розробці САК двигуном АИ-450-МС.

Ключові слова: ДСУ, службовий компресор, агрегати керування механізацією компресора, алгоритми керування механізацією компресора, запаси ГДС.

MATCHING OF THE AUXILIARY COMPRESSOR CONTROL CIRCUIT WITH THE FUEL CONTROL CIRCUIT TO PROVIDE GAS-DYNAMIC STABILITY OF THE APU TURBOCOMPRESSOR

Y.V. Pavlyuk, S.V. Yepifanov, S.I. Sukhovey, R.L. Zelensky

The analysis of the impact of the operation of the APU auxiliary compressor control circuit on the combustion chamber fuel control circuit in the system with the use of the fuel from the fuel metering pump to control the compressor is given. With the use of the developed model of the system it was found that in the case of the instant stop of the compressor control actuator's output link the short-term increase of the fuel supply to combustion chamber takes place that leads to decrease of the gas-dynamic stability factor of the APU turbo-compressor. On the base of the simulation of the system the guidelines on the compressor control algorithm were given. The required gas-dynamic stability factor is provided by the choice of the appropriate deceleration before the stop of the actuator's output link. The results of the investigation were used during the development of the control system of the APU АИ-450-МС.

Key words: APU, auxiliary compressor, compressor control units, compressor control algorithm, gas - dynamic stability factor.

Павлюк Евгений Викторович – канд. техн. наук, заместитель Главного конструктора ГП «Харьковское агрегатное конструкторское бюро», Харьков, Украина.

Епифанов Сергей Валериевич - д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Суховой Сергей Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Зеленский Роман Леонидович – старший преподаватель кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 665.521:621.316

Я.А. КУМЧЕНКО*Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепрпетровск, Украина*

ЗЕМНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЗОНАТОРНО-РЕЗОНАНСНОГО МЕХАНИЗМА ПОЛУЧЕНИЯ ХИМИЧЕСКИ АКТИВНЫХ ЦЕНТРОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭНЕРГИИ КОСМИЧЕСКИХ ЛУЧЕЙ В РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЯХ

Показана возможность земного моделирования резонаторно-резонансного механизма получения химически активных центров при использовании энергии космических лучей высоких энергий. Проведенные эксперименты полностью подтверждают работоспособность предложенного ранее автором резонаторно-резонансного механизма ионизации (деструкции) молекул «холодным» способом без нагрева самих атомов. Волновой процесс разрыва (ионизации) молекул протекает со значительным уменьшением активационного барьера (энергии активации), что экспериментально подтверждено в Курчатовском институте. При этом отождествляются результаты облучения энергоаккумулирующих веществ с получением химически активных центров с результатами воздействия космических лучей как естественного (природного) лазера.

Ключевые слова: атомы-резонаторы, резонаторно-резонансный механизм ионизации, энергия космических лучей, естественный (природный) лазер.

Введение и постановка задачи

Научным коллективом НПП «КАШТУЛ» на протяжении последних 10 лет разрабатывается инициативный проект «Использование энергии первичных космических лучей при работе в ближнем и дальнем космосе».

Результаты этих исследований были доложены на 16 международных форумах.

В рамках Международных конгрессов двигателестроителей автор защитил технологию ионизации (деструкции) энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ) с получением химически активных центров (ХАЦ), использование которых и позволяет создавать ракетные двигатели с высокими удельными тягами.

При этом энергия «холодной» деструкции молекул ЭАВ намного меньше общепринятого значения, так как при волновом ударе по полювому пространству атомы не успевают нагреваться и нет потерь на их нагрев. При этом волновая энергия разрыва при резонансе намного меньше тепловой энергии в общепринятой парадигме процесса ионизации.

Автор в работе отождествляет ионизацию в результате воздействия высоковольтных импульсов с деструкцией молекул без нагрева тел самих атомов при воздействии на ЭАВ космических лучей как естественного (природного) лазера.

Резонаторно-резонансный механизм и решение поставленной задачи

В работе [1] автором предложен резонаторно-резонансный механизм ионизации твердых и жидких ЭАВ со значительным уменьшением ее активационного барьера. Механизм такой деструкции можно объяснить, если представить молекулярные связи посредством взаимодействия между собой атомов-резонаторов. На рис. 1 приведена зависимость силы взаимодействия осцилляторов от частоты внешнего поля [2].

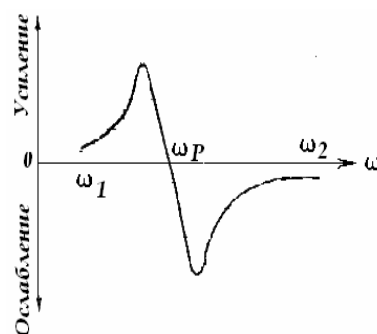


Рис. 1. Зависимость силы взаимодействия осцилляторов от частоты внешнего

Точка пересечения с осью абсцисс соответствует собственной частоте колебаний осцилляторов и

является точкой равновесия и максимального поглощения волновой энергии. Слева от этой точки наблюдается отталкивание между атомами, а справа – притяжение. Напомним, что резонаторно-резонансный механизм, например деструкции (ионизации) атомов имеет место при ударном воздействии на молекулу электрического поля, так как именно оно, а не магнитное поле разрушает, нагревает и электролизует вещество. Именно при ударе (коротком импульсе) электрического поля атомы не успевают нагреться, и при резонансе вся подведенная энергия поглощается и расходуется на разрыв силовых связей, что и приводит к ионизации при комнатных температурах. Именно отсутствие нагрева атомов приводит к значительному уменьшению активационных барьеров при ионизации и фотолизе.

Воздействие монохроматическим излучением затруднительно по нескольким причинам: во-первых, атомы, и тем более молекулы, представляют собой многоосцилляторные системы, поэтому существует спектр их собственных резонансных частот, во-вторых, этот спектр зависит от воздействия различных внешних факторов.

Известно, что любой импульс можно представить в виде суммы гармонических колебаний, причем, чем короче импульс, тем шире спектр соответствующих ему частот. Бесконечно узкому импульсу Дирака соответствует бесконечный спектр частот. Поэтому для деструкции веществ следует применять импульсное воздействие, причем необходимо в каждом случае подбирать длительность импульса и крутизну его фронтов, так как именно эти параметры определяют его частотный спектр.

Для активации процесса горения водоугольного топлива достаточно 0,001 – 0,01% водорода по весовому составу. Хранение газообразного водорода затруднительно вследствие его диффузии через все без исключения материалы. Применение для этих целей дорогостоящих гидридов металлов не имеет приемлемых конструктивных решений. Получать в небольших количествах водород можно путем электролиза воды [3], входящей в состав водоугольного топлива, непосредственно перед его сжиганием, а также путем ударного воздействия без нагрева самих атомов тех молекул, которые подвергаются ионизации. Однако этот способ имеет ряд недостатков, среди которых электрохимическое разрушение анода и необходимость значительной электропроводности жидкой фазы топлива для снижения энергетических затрат. Увеличить электропроводность жидкой фазы можно применением раствора неорганических солей, что крайне нежелательно, так как эти соли будут откладываться на стенках камеры сгорания. Тем не менее, второй способ является более пер-

спективным, так как водород вырабатывается в момент его потребления. Представляет интерес осуществление в камере сгорания безэлектродного импульсного разряда, обеспечивающего деструкцию воды или углеводородов с получением химически активного атомарного водорода.

Для проведения экспериментов был разработан лабораторный генератор коротких импульсов, который обеспечивал получение импульсов током до 10 А и напряжением до 300 В на первичной обмотке трансформатора Теслы, служащей нагрузкой генератора, с длительностью фронтов импульса менее 100 нс. Более подробно генератор описан отдельно.

На рис. 2 приведена фотография электролизной ячейки с выделением и горением водорода при его получении с помощью разработанного генератора.

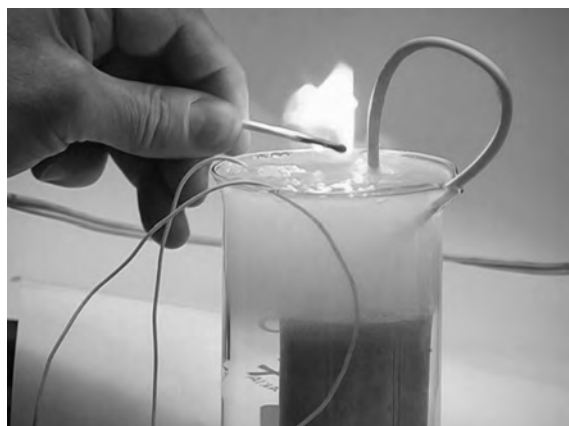


Рис. 2. Процесс выделения и горения водорода

Выводы

1. Экспериментально подтвержден резонаторно-резонансный механизм ионизации молекул воды атомарным водородом.
2. Экспериментально подтверждена возможность химической активации водоугольного топлива.
3. Показано, что активацию можно проводить путем безэлектродного импульсного электрического разряда в камере сгорания двигателей.

Литература

1. Кумченко Я.А. Резонаторная природа разрушения (деструкции) энергоаккумулирующих веществ с извлечением химически активных составляющих в качестве топлива для тепловых энергоустановок / Я.А. Кумченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 8/24. – С. 77-80.
2. Кумченко Я.А. Вселенский (универсальный) источник волновой энергии ближнего и дальнего космоса на примере вращения и обращения планет

Солнечной системы и самого Солнца. Его волновой инвариант / Я.А. Кумченко // Энергетика Земли, її геолого-екологічні прояви, науково-практичне використання: зб. наук. пр. – К: КНУ, 2006. – С. 77-93.

3. Патент №48485, Україна, C01B 3/04 H02J 15/00. Энергоблок / Андрейченко В.І., Большаков В.І., Воробйов Г.М. та ін. – № u200908120; заявлено 03.08.2009; опубл. 25.03.2010, Бюл. №6. – 4 с.

Поступила в редакцію 28.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой энергетике В.А. Габринец, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта, Днепропетровск, Украина.

ЗЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЗОНАТОРНО-РЕЗОНАНСНОГО МЕХАНІЗМУ ОТРИМАННЯ ХІМІЧНО АКТИВНИХ ЦЕНТРІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЕНЕРГІЇ КОСМІЧНИХ ПРОМЕНІВ В РАКЕТНО-КОСМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

Я.О. Кумченко

Показана можливість земного моделювання резонаторно-резонансного механізму отримання хімічно активних центрів при використанні енергії космічних променів високих енергій. Проведені експерименти повністю підтверджують працездатність запропонованого раніше автором резонаторно-резонансного механізму іонізації (деструкції) молекул «холодним» способом без нагріву самих атомів. Хвильовий процес розриву (іонізації) молекул протікає із значним зменшенням активаційного бар'єру (енергії активації), що експериментально підтверджено у Курчатівському інституті. При цьому ототожнюються результати опромінення енергоакуюлюючих речовин з отриманням хімічно активних центрів з результатами дії космічних променів як природного лазера.

Ключові слова: атоми-резонатори, резонаторно-резонансний механізм іонізації, енергія космічних променів, природний лазер.

EARTHLY MODELING OF THE RESONATION-RESONANCE MECHANISM OF RECEPTION OF THE CHEMICALLY ACTIVE CENTRES AT USE OF ENERGY OF SPACE BEAMS IN SPACE-ROCKET TECHNOLOGIES

J.A. Kumchenko

Possibility of earthly modelling of resonator-resonance mechanism of receipt chemically of active centers is rotined at the use of energy of ultrarayss of high energies. The conducted experiments fully confirm a capacity offered before by the author of resonation-resonance mechanism of ionization (destructions) of molecules cold-process without heating of atoms. The wave process of break (ionizations) of molecules flows with the considerable diminishing of activating barrier (energies of activating), that is experimentally confirmed in Kurchatov institute. Thus the results of irradiation of energyheat-sink matters equate with a receipt chemically of active centers with the results of influence of ultrarayss as a natural laser.

Key words: atoms-resonators, resonation-resonance mechanism of ionization, energy of ultrarayss, natural laser.

Кумченко Яков Алексеевич – канд. техн. наук, доцент, директор, Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина, e-mail: zoe_s@mail.ru.

УДК 004.722

С.М. НЕДІЛЬКО

Державна льотна академія України, Кіровоград, країна

МЕТОДИКА ВИЯВЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ НАДМІРНОСТІ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПАРИРУВАННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ ДЕСТАБІЛІЗУЮЧИХ ФАКТОРІВ

Запропоновано методику виявлення існуючої надмірності складних технічних систем для парирования негативного впливу дестабілізуючих факторів. Методика виявлення існуючої області надмірності автоматизованої системи управління повітряним рухом заснована на ідеї використання апріорної інформації при визначенні ознак надмірності, попереднього формування області надмірності, послідовного виключення надмірних елементів та зв'язків із системи з метою оцінки якості функціонування системи для остаточного уточнення області надмірності. Використання процедури дозволяє виявити існуючий ресурс (область надмірності) для подальшого використання під час парирования нештатних ситуацій.

Ключові слова: функціональна стійкість, надмірність, автоматизована система управління повітряним рухом.

Вступ

Дослідження показали, що в сучасних умовах одним з перспективних напрямків розвитку складних систем є забезпечення властивості функціональної стійкості [1]. Відповідно до стратегії забезпечення функціональної стійкості складних технічних систем, яка розроблена на прикладі автоматизованої системи управління повітряним рухом (АСУПР) для її реалізації необхідно послідовно виконати наступні етапи: виявлення позаштатної ситуації, розпізнавання позаштатної ситуації, виявлення існуючої області надмірності, формування оптимального використання надмірності, а потім – оцінку якості функціонування системи. Важливе місце займає етап, який пов'язаний з виявленням існуючої області надмірності складних технічних систем для парирования негативного впливу дестабілізуючих факторів.

Постановка проблеми. Виконання вищезазначеного етапу неможливо без відповідної методики, яка повинна бути науково обґрунтованою. Тому розробка методики виявлення існуючої надмірності складних технічних систем для парирования негативного впливу дестабілізуючих факторів є актуальним науковим завданням.

Аналіз публікацій. Теорія функціональної стійкості досить повно викладена в науковій літературі [1,3 та ін.]. Але її дослідження дозволяють зробити висновок про відсутність публікацій на тему виявлення існуючої надмірності складних технічних систем. На практиці, як правило, апріорна інформація про надмірність формується на основі глибоких

знань принципу дії системи, її функціональної та структурної схеми. Таким чином, наукові дослідження в цієї галузі є новими та актуальними.

Метою статті є доведення результатів щодо розробки методики виявлення існуючої надмірності складних технічних систем для парирования негативного впливу дестабілізуючих факторів на прикладі автоматизованої системи управління повітряним рухом.

Основна частина

Умовно процедуру виявлення існуючої області надмірності поділимо на два етапи. Перший етап має такий зміст: на рівні гіпотези визначити ознаки надмірності та на цій основі сформулювати попередню область надмірності. Існують явні ознаки, тобто ті, про які не складно виконати обґрунтування. Наприклад, згідно завдань, які вирішуються, потрібно менше обчислювальних засобів ніж є у складі реальної системи. Це явна ознака апаратної надмірності щодо кількості обчислювальних засобів. Також є ознаки надмірності, які можуть викликати деяку неоднозначність. Тому на другому етапі потрібно перевірити запропоновану гіпотезу про надмірність. На наш погляд, найбільш раціональним є принцип виключення попередньо визначених надмірних елементів та зв'язків із системи з подальшою перевіркою якості функціонування складної технічної системи. За результатами оцінки якості функціонування системи робиться висновок про остаточну область надмірності.

При розробці методики виявлення існуючої області надмірності складних технічних систем для парирування негативного впливу дестабілізуючих факторів потрібно вирішити такі часткові завдання.

1. Визначити ознаки надмірності та надати їх математичну формалізацію.

2. Розробити метод визначення попередньої області надмірності.

3. Створити модель процесу функціонування АСУПР.

4. Розробити методику виявлення існуючої області надмірності.

Дослідження показали, що найбільш логічними є такі ознаки надмірності:

апаратної – у випадку, коли є надлишкові елементи та зв'язки;

часової – коли є запас за часом для виконання поставлених завдань;

програмної – коли є можливість нарощування програмного забезпечення при вирішенні задач в реальному масштабі часу;

інформаційної – коли існує надлишок необхідної інформації для рішення поставлених завдань;

енергетичної – наявність енергетичних ресурсів.

У зв'язку з сучасним підходом до формалізації структури АСУПР через графову модель, тобто сукупність елементів і зв'язків між ними, логічно зробити висновок про те, що наявність кожної з ознак надмірності веде до існування надлишкових елементів або зв'язків, а може і того й іншого. Ознака надмірності повинна надати якісну, а не кількісну порівнянню інформацію.

Тому пропонується математичну формалізацію цих ознак описати через відношення часткового порядку.

Відомо, що відношення порядку застосовується для порівняння пари елементів множини. Відношення порядку виражається через поняття «менше» і «більше», «містить» і «утримується в», «передую» і «слідую за» позначається символом $<$ [2]. Бінарне відношення $<$ на множині D називається відношенням порядку, якщо воно транзитивне, тобто

$$\forall x, z, y \in D; \quad x < z; z < y \Rightarrow x < y,$$

і антисиметричне

$$\forall x, z \in D; \quad x < z; z < x \Rightarrow x = z.$$

Відношення порядку $<$ називається відношенням нестроного порядку на множині D , якщо воно рефлексивне

$$\forall x \in D; \quad x < x.$$

Відношення порядку $<$ називається відношенням строгого порядку на множині D , якщо воно антирефлексивне

$$\forall x, y \in D; \quad x < y \Rightarrow x \neq y.$$

Відношення порядку називається відношенням

часткового порядку, якщо воно визначено не для всіх пар множини D .

Множина D із заданим на ній (частковим) порядком $<$ називається (частково) упорядкованою (скорочено *у-множиною*) і позначається $(D, <)$.

Відношення часткового порядку $<$ на D назвемо інформацією про клас F цільових функцій, якщо з відношення $x < y$ слідує $f(x) \leq f(y)$ для кожної функції $f \in F$.

Відношення часткового порядку математично формалізує ознаки існуючої надмірності АСУПР. Необхідність порівняння рішень без трудомісткого обчислення значення показника ефективності кожного варіанта привела до формування відносини часткового порядку як оператора не кількісного, а якісного порівняння. Зрозуміло, що відношення часткового порядку знайти значно простіше, ніж цільову функцію. У градієнтних алгоритмах оптимізації відносини порядку виступає в ролі градієнта, тобто визначає напрямок руху у бік найбільшого росту цільової функції.

Розглянемо процедуру формування відносини часткового порядку для цільової функції АСУПР.

Певному класу цільових функцій можуть відповідати різні часткові порядки, щодо яких кожна функція f із F ізотонна. Інформація про клас F називається повною, якщо з незрівнянності $x, y \in X$ слідує існування таких функцій $f_1, f_2 \in F$, що $f_1(x) < f_1(y)$, а $f_2(x) > f_2(y)$. Нагадаємо, що для простоти позначено x, y – дискретні аргументи цільової функції. Передбачається, що перевірити виконання відношення $x < y$ значно простіше, ніж обчислити значення функції $f \in F$ в точках x і y .

Нехай $\rho(F)$ – бінарне відношення (не обов'язково частковий порядок) на D таке, що

$$(x, y) \in \rho(F) \Leftrightarrow f(x) \geq f(y) \quad \forall f \in F. \quad (1)$$

Очевидно, що це відношення транзитивне і рефлексивне, але не обов'язково антисиметричне, тобто є квазіпорядком, а не частковим порядком. Якщо $\rho(F)$ антисиметричне, то воно є повною інформацією про клас F . Таким чином, для існування повної інформації про клас F необхідно і достатньо, щоб із здійснення нерівності $f(x) < f(y)$ для кожної функції слідувало, що $x < y$.

Наведемо приклади часткового порядку, що несуть повну інформацію про клас ввігнутих симетричних цільових функцій АСУПР.

Для класу ввігнутих функцій виду

$$f(X) = \sum_{i=1}^n f(x_i), \quad (2)$$

що характеризуються тим, що

$$f(\lambda x + (1-\lambda)y) \leq \lambda f(x) + (1-\lambda)f(y),$$

$$0 \leq \lambda \leq 1, x, y \in R^N \quad (3)$$

повна інформація є відношенням мажоризації тоді і тільки тоді, коли

$$\sum_{i=1}^S x_{\pi(i)} \leq \sum_{i=1}^S y_{\tau(i)}, s=1, \dots, n-1, \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i, \quad (4)$$

де перестановки $(\pi(1), \dots, \pi(n))$ і $(\tau(1), \dots, \tau(n))$ такі, що

$$x_{\pi(1)} \geq \dots \geq x_{\pi(n)}, y_{\tau(1)} \geq \dots \geq y_{\tau(n)}. \quad (5)$$

Цільова функція $f(X) = \sum_{i=1}^n f(x_i)$ при будь-якій

перестановці фіксованих значень компонент вектора X своєї величини не змінює. Тому елементи допустимої множини, що відрізняються тільки перестановкою компонент, можна ототожнювати, і тоді відношення мажоризації є повною інформацією. Більш того, відношення мажоризації буде повною інформацією для класу F_1 всіх ввігнутих симетричних функцій. Функція $f(x)$, $x \in R^N$ називається симетричною, якщо $f(x_\pi) = f(x)$ для всіх $\pi \in S_N$, де S_N – множина всіх перестановок елементів множини N .

Для лінійної функції $f(x) = \sum_{i=1}^n c_i x_i$ з

від'ємними коефіцієнтами, підпорядкованими умові $c_i \geq \alpha_i c_{i+1}$, $i=1, \dots, n-1$, де $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_{n-1})$ – заданий позитивний вектор, частковий порядок $x \prec y$ є повною інформацією про функції та задається як

$$x_1 \leq y_1;$$

$$\sum_{i=1}^{S-1} \alpha_i \dots \alpha_{S-1} x_i + x_S \leq \sum_{i=1}^{S-1} \alpha_i \dots \alpha_{S-1} y_i + y_S, s=2, \dots, n. \quad (6)$$

Для функції $f(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i c(x_i)$, де $c(x_i)$ – ввігну-

та функція; $(\alpha_1, \dots, \alpha_n)$ – позитивний вектор, повна інформація є відношенням, обумовленим в такий спосіб: перестановка $\pi \in S_N$, для якої:

$$x_{\pi(1)} \geq \dots \geq x_{\pi(n)}, y_{\pi(1)} \geq \dots \geq y_{\pi(n)};$$

$$\sum_{i=1}^S \alpha_i x_{\pi(i)} \leq \sum_{i=1}^S \alpha_i y_{\pi(i)}, s=1, \dots, n-1;$$

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i x_i = \sum_{i=1}^n \alpha_i y_i. \quad (7)$$

Звернемо увагу на фізичну сутність відношення мажоризації, формалізованого в (2) – (5) як відношення часткового порядку, а також на те, що воно не є відношенням строгого порядку. Тобто існують варіанти структур АСУПР, які не можливо порівняти за допомогою даного відношення порядку.

Нехай елементи вектора, що відповідають варіанту АСУПР, є булевими змінними і визначають

наявність або відсутність лінії зв'язку в передбачуваному місці. Розглянемо це на прикладі:

$$X_1 = \{1111000000\},$$

$$X_2 = \{1111100000\}, X_3 = \{0000001111\},$$

$$X_4 = \{0000011111\}.$$

Порівняння значень аргументу цільової функції дозволяє зробити висновок про те, що $P(X_1) < P(X_2)$ і $P(X_3) < P(X_4)$, тому що додаткова лінія зв'язку X_2 і X_4 підвищує ефективність. А варіанти X_1 і X_2 непорівнянні за цим принципом з X_3 і X_4 , тому що немає загальних ліній зв'язків (P – показник функціональної стійкості).

Таким чином, процедура побудови частково-впорядкованої множини є процедурою формування попередньої області надмірності АСУПР, а метод визначення цієї області надмірності – метод перетворення множини допустимих варіантів в частково-впорядковану множину допустимих варіантів системи.

Для уточнення передбачуваної області надмірності АСУПР необхідно мати модель процесу функціонування системи, що досить повно викладена в літературі на цю тему. Дослідження впливу виключення надлишкових елементів і надлишкових зв'язків на можливості АСУПР виконувати необхідні функції лежить в основі процесу уточнення передбачуваної області надмірності АСУПР. Методика виявлення існуючої області надмірності надана на рис. 1.



Рис. 1. Методика виявлення існуючої області надмірності

Висновки

Методика виявлення існуючої області надмірності АСУПР заснована на ідеї використання апіорної інформації при визначенні ознак надмірності, попереднього формування області надмірності, послідовного виключення надмірних елементів та зв'язків із системи з метою оцінки якості функціонування системи для остаточного уточнення області надмірності.

Використання процедури дозволяє виявити існуючий ресурс (область надмірності) для подальшого використання під час парирования нештатних ситуацій.

Література

1. Неділько С.М. Актуальність забезпечення функціональної стійкості автоматизованої системи управління повітряним рухом / С.М. Неділько // Сучасні інформаційні технології в управлінні та професійній підготовці операторів складних систем: матеріали V Міжн. НПК, 27-28 жовтня 2010 р. – Кіровоград: Вид-во ДЛАУ, 2010. – С. 3-6.
2. Ковалев М.М. Матроиды в дискретной оптимизации / М.М. Ковалев. – Минск: Изд-во «Университетское», 1987. – 222 с.
3. Артюшин Л.М. Оптимизация цифровых автоматических систем, устойчивых к отказам / Л.М. Артюшин, О.А. Машиков. – К.: КВВАИУ, 1991. – 89 с.

Надійшла до редколегії 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.В. Кравченко, Національний університет оборони України, Київ, Україна.

МЕТОДИКА ВЫЯВЛЕНИЯ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ ИЗБЫТОЧНОСТИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПАРИРОВАНИЯ НЕГАТИВНОГО ВЛИЯНИЯ ДЕСТАБИЛИЗИРУЮЩИХ ФАКТОРОВ

С.Н. Неделько

Предложена методика выявления существующей избыточности сложных технических систем для парирования негативного влияния дестабилизирующих факторов. Методика выявления существующей области избыточности автоматизированной системы управления воздушным движением основана на идее использования априорной информации при определении признаков избыточности, предыдущего формирования области избыточности, последовательного исключения избыточных элементов и связей, из системы с целью оценки качества функционирования системы для окончательного уточнения области избыточности. Использование процедуры позволяет обнаружить существующий ресурс (область избыточности) для последующего использования во время парирования нештатных ситуаций.

Ключевые слова: функциональная устойчивость, избыточность, автоматизированная система управления воздушным движением.

THE METHOD OF EXPOSURE OF EXISTENT SURPLUS OF DIFFICULT TECHNICAL SYSTEMS FOR PARRY OF SUBZERO INFLUENCE OF DESTABILIZING FACTORS

S.M. Nedilko

The article highlights the method of exposure of existent surplus of difficult technical systems for parry of sub-zero influence of destabilizing factors. The method of exposure of existent area of surplus of automated control the system by air motion is based on the idea of the use of a priori information at determination of signs of surplus, previous forming of area of surplus, successive exception of surplus elements and connections, from the system with the purpose of estimation of quality of functioning of the system for final clarification of area of surplus. The use of procedure allows to find out an existent resource (area of surplus) for the subsequent use during the parry of non-permanent situations.

Key words: functional stability, surplus, air traffic control system.

Неділько Сергій Миколайович – канд. техн. наук, проф., ректор, Державна льотна академія України, Кіровоград, Україна.

УДК 004.891

И.В. ШОСТАК, А.С. НОСИКОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К ОРГАНИЗАЦИИ КОНТРОЛЯ УЧЕБНО-ПОЗНАВАТЕЛЬНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В СИСТЕМАХ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ

В работе рассматриваются вопросы организации компьютерной проверки и оценки знаний студентов с учетом методических и технических аспектов данной проблемы. Описаны основные этапы эволюции развития контроля знаний, классификация методов контроля знаний (КЗ), которые могут быть полезны как разработчикам систем компьютерного КЗ, так и преподавателям при выборе стратегии проведения КЗ и выставления оценки при компьютерном обучении. Обсуждаются достоинства и недостатки подходов к организации контроля учебно-познавательной деятельности в системах дистанционного обучения. Сделан вывод о необходимости разработки подхода к организации контроля знаний на основе специальной модели обучаемого в которой будут учтены его релевантные характеристики.

Ключевые слова: контроль знаний, методы, модели, адаптация, классификация, дистанционное обучение.

Введение

В настоящее время благодаря стремительному развитию информационных технологий компьютеры стали необходимым инструментом не только в профессиональной деятельности и науке, но все чаще используются для получения образования и повышения квалификации. Практически все вузы оснащены компьютерной техникой, имеют свои локальные сети, доступ к сети Интернет. Это позволило организовать дистанционное обучение и контроль в виртуальном пространстве [1].

Одним из направлений совершенствования процесса обучения является разработка оперативной системы контроля знаний, умений и навыков, позволяющей объективно оценивать знания студентов, выявляя имеющиеся пробелы и определяя способы их ликвидации. Поэтому вопросы контроля знаний (КЗ) интересуют многих ученых, как педагогов, так и специалистов в области информационных технологий [2].

Сеть Интернет содержит огромное множество различных материалов, программ и систем, предназначенных для учебных целей, при этом порядка половины составляют тестирующие программы [1], большинство из которых, к сожалению, невысокого качества. Поэтому вопросы разработки качественных программ и организации дистанционного контроля знаний (КЗ) являются весьма актуальными и имеют большое значение [1].

Применение информационных технологий в обучении и контроле знаний рассматривались мно-

гими авторами на протяжении последних 20 лет. Рассмотрим работы некоторых из них.

Довольно долго компьютерные технологии обучения и контроля знаний отождествлялись с простым использованием технических средств обучения и контроля. Со временем технологию автоматизированного обучения и контроля знаний стали использовать для обеспечения научными принципами проектирования и оптимизации процесса образования. Это направление представлено в работах Е.И. Машбица, Н.Ф. Талызиной, В.С. Аванесова [8], В.П. Ускова, Е.Б. Птушенко, Т.М. Козака. Реализация такого подхода требует научного обоснования целей и задач обучения и контроля, тщательного выбора адекватного предметного содержания, выбора объектов изучения и видов деятельности для автоматизации различных разделов учебного курса.

В работах А.А. Андреева, В.П. Беспалько [9], А.А. Голикова, Г.О. Ильина, О.Я. Савельева, Н.Ф. Талызиной, современная технология обучения и контроля знаний рассматривается как целостная система компонентов, которая включает в себя цель, содержание, процесс обучения и контроля знаний.

Работы С.И. Архангельского, И.А. Данилова, Н.Н. Ржецкого, И.Д. Рудинского, И.И. Тихонова посвящены обработке результатов массовых проверок состояния знаний и умений обучаемых. Вопросы программированного контроля знаний рассматриваются в работах Ю.Н. Кушелева, И.М. Глыздова, Е.Л. Калера, М.Ф. Королева, Г.В. Гутника.

Проблемами совершенствования методологии и практики компьютерного обучения занимались

отечественные и заграничные ученые. Им посвящена целая серия фундаментальных научных работ. Наиболее полное и систематическое определение эти вопросы получили в работах Л.В.Ницецкого, В.Н. Глушкова, А.П. Довгялло, Б.С. Гершунского, Д. Крэма, О.Я. Савельева, Е.Н. Пасхина, Б. Рейзера. В приведенных работах рассмотрены методологические основы организации процесса КО, определены психолого-педагогические аспекты и предложены пути создания эффективных обучающих систем.

Одно из направлений при исследовании проблем искусственного интеллекта – это моделирование обучения. Среди авторов, которые рассматривают вопросы разработки интеллектуальных обучающих систем, можно выделить: Г.С. Пospelова, Д.А. Пospelова, П. Уинстона, Я.З. Цыпкина, Э.В. Попова, Ю.В. Добровольской.

Подробное исследование математических моделей обучения и контроля знаний приведено в работах авторов: М.А. Берманта, Р. Буша и Ф. Моселлера, А.А. Короткина, И.Н. Щеглова и А.В. Богомолова, Л.А. Растригина [10], О.П. Свиридова.

Одно из последних и наиболее перспективных направлений развития компьютерных систем обучения и контроля знаний, которые могут динамически настраиваться под индивидуальные потребности пользователей – это разработка адаптивных обучающих систем. Этим вопросам посвящены работы С. Хагуэ, М.Г. Мора, К.Г. Кречетникова, Л.А. Растригина [10] и других.

Необходимо также отметить, что в последние годы в нашей стране активно формируется законодательная база, регламентирующая использование информационных технологий в образовании, активно развивается система дистанционного обучения. На основании анализа законодательных актов и общегосударственных образовательных стандартов сформулирована актуальная научная задача – разработка моделей и методов компьютерного контроля знаний, умений и навыков обучающихся за счет широкого применения информационных технологий.

Цель статьи состоит в анализе достоинств и недостатков подходов к организации контроля учебно-познавательной деятельности в системах дистанционного обучения и на этой основе – создания концептуального описания нового, комбинированного подхода, в полной мере учитывающего специфику дистанционного обучения. Такой подход даст возможность существенно повысить эффективность контроля учебно-познавательной деятельности в СДО.

1. Характеристика проблемы

Проблема организации контроля учебно-познавательной деятельности в СДО непосред-

ственным образом вытекает из противоречия между спецификой организации обучения в СДО и возможностью учета этой специфики методами и средствами контроля используемыми в таких системах в настоящее время.

Подробный анализ особенностей дистанционного обучения, приведенный в работах [8 – 10] указывает на главную особенность, обеспечивающую эффективность контроля учебно-познавательной деятельности, а именно обеспечения адаптивности методов контроля. Известные в настоящее время подходы к контролю учебно-познавательной деятельности принято разделять на три класса: неадаптивные, частично адаптивные, адаптивные. Однако, ни один из методов, даже принадлежащий к классу адаптивных не позволяет учесть релевантные характеристики обучаемого, а, значит, не дает возможности получить комплексную оценку, объективно отражающую степень усвоения учебного материала.

Таким образом, для повышения эффективности процессов контроля в СДО, что означает на практике и повышение эффективности таких систем в целом. Необходимо усовершенствование адаптивных методов путем дополнения средствами учета релевантных характеристик обучаемых.

2. Эволюция подходов к организации контроля учебно-познавательной деятельности

В настоящее время практически все вузы оснащены компьютерами, имеют свои локальные сети, доступ к сети Internet, что позволяет перейти от традиционных методов обучения и оценки полученных знаний к новым обучающим технологиям. Можно выделить пять этапов в эволюции развития контроля знаний, которые отражают формы организации КЗ и роль преподавателя в этом процессе:

1. Традиционный контроль знаний. Для оценки знаний студентов в учебном процессе традиционно используются такие формы контроля знаний, как: контрольная работа, коллоквиум, лабораторная работа, курсовая работа, курсовой проект, реферат, домашнее задание, собеседование, тестирование, зачет, экзамен, дипломная работа. Преподаватель подготавливает варианты заданий, проверяет и оценивает результаты работы студентов.

2. Контроль знаний с использованием бумажных (не компьютерных) средств. При данном подходе для контроля используются заранее подготовленные бланки, содержащие контрольные задания (тесты). Студенты заполняют выданные бланки, решая задания и отвечая на вопросы. Преподаватель проверяет работы, используя специальные трафареты и таблицы ответов.

3. Контроль знаний с использованием технических устройств. При данном подходе выделяют два способа организации контроля:

студент, получив от преподавателя индивидуальный набор заданий, выполняет его и вводит в устройство номер своего варианта и результат решения каждого задания, а устройство проверяет введенные ответы, рассчитывает и выводит оценку за работу;

устройство используется как для ввода заданий, для проверки корректности введенных ответов, так и для вывода результатов контроля и/или оценки.

4. Компьютерный контроль знаний. Организация контроля в данном случае направлена, во-первых, на то, чтобы облегчить работу преподавателя, освободив его от рутины проверки письменных работ (он может посвятить больше времени индивидуальным занятиям со студентами) и, во-вторых, на повышение объективности проводимой проверки и оценки знаний. Контроль знаний обеспечивают специальные компьютерные программы, в которых осуществляется:

формирование индивидуального набора контрольных заданий каждому учащемуся;

вывод заданий на экран;

анализ ответов учащегося;

выставление оценки;

хранение результатов контроля и данных о работе студента с обучающей программой, которые могут быть впоследствии использованы преподавателем и др.

5. Удаленный контроль знаний. Данный подход является одной из форм компьютерного КЗ, появление которой связано с широким использованием в учебном процессе возможностей сети Internet. Отличительными чертами удаленного КЗ является применение современных технических средств связи и передачи информации между учащимся и преподавателем, а также свобода выбора учащимся темпов обучения, времени и места обучения.

По сравнению с традиционными формами КЗ, компьютерный контроль знаний, умений и навыков имеет ряд преимуществ:

использование новейших методик проверки и оценки знаний студентов, современных информационных технологий,

возможная адаптация к индивидуальным характеристикам студентов.

Однако, применение компьютерных технологий в учебном процессе требует более четкого и однозначного определения целей контроля, отбора методического материала для оценки знаний и умений студентов, с учетом цели проводимой проверки, а также разработки модели (ей) контроля и оценки знаний.

3. Применение методов контроля учебно-познавательной деятельности в условиях компьютерного обучения

Проблемы компьютерного контроля знаний обычно рассматриваются в двух аспектах: методическом и техническом [1].

Методические аспекты контроля знаний связаны с решением педагогических и психологических вопросов, то есть организация КЗ рассматривается с точки зрения дидактики. К методическим аспектам относятся:

– выбор заданий для проверки знаний, умений и навыков учащегося («что контролировать?»);

– планирование проведения контроля знаний («когда контролировать?»);

– определение требований к формированию набора контрольных заданий («как контролировать?»).

1. Определение типов и трудности вопросов для проверки знаний, умений и навыков студентов. Вопрос «что контролировать?» тесно связан с педагогической задачей самого процесса обучения. Как известно, основной вопрос дидактики «чему учить?» включает в себя определение цели обучения, что является важным и при создании компьютерной системы. При организации компьютерного КЗ также необходимо определить цели проводимого контроля на каждом этапе учебного процесса. Задача контроля – определение соответствия подготовленности учащегося тому или иному уровню усвоения учебного материала. На этапе восприятия, осмысления, запоминания оценивается уровень знаний учащегося о предметной области и понимания основных положений. Способность применять полученные знания для решения конкретных задач или в ситуации, требующей проявления познавательной самостоятельности, оценивается как соответствие требуемым навыкам и/или умениям. Оценка качества знаний на каждом уровне (знания, умения, навыки) может быть осуществлена с помощью использования различных типов заданий [1, 3, 4]. При разработке заданий для контроля важно установить для проверки каких знаний, умений и/или навыков и для какого вида КЗ предназначено данное задание, а также сформулировать цели включения его в банк контрольных заданий.

2. Планирование проведения контроля знаний. Вопрос «когда контролировать?» связан с проблемой полноты проверки знаний и умений. Учебный процесс принято рассматривать как распределенный во времени процесс формирования требуемых знаний, навыков и умений. В данном случае оценивание происходит поэтапно и позволяет осуществить качественный и полный контроль. В зависимости от времени проводимой проверки различают четыре

вида контроля знаний [3]: исходный (предварительный) контроль (проводится непосредственно перед обучением, позволяет оценить начальный уровень знаний студента и соответственно планировать обучение); текущий контроль (осуществляется в ходе обучения, позволяет определить уровень усвоения студентом отдельных понятий учебного материала и скорректировать дальнейшее изучение предмета); рубежный контроль (проводится по завершении определенного этапа обучения, служит для оценки уровня знаний студента по теме или разделу курса); итоговый контроль (позволяет оценить знания, умения и навыки студента по курсу в целом).

3. Определение требований к формированию набора вопросов и заданий для опроса. Учебный процесс с использованием компьютерных технологий может быть представлен как моделирование учебной деятельности, при которой компьютер выполняет ряд функций преподавателя, в частности, организацию диалога в виде сценария - алгоритма управления учебной и познавательной деятельностью обучаемого. Поэтому важным методическим аспектом контроля является формирование набора контрольных заданий, в зависимости от вида и цели контроля. Существуют различные методы формирования заданий для контроля: случайная последовательность вопросов и заданий разной сложности, трудности и значимости; специальный набор заданий различной сложности, сформированный для проверки определенного или комплексного уровня подготовки (знания, умения и/или навыки) и предъявляемый в заданной последовательности; набор заданий, предъявляемый в порядке нарастания уровня сложности; группа заданий, порядок выполнения которых выбирает сам обучаемый и др.

Технический аспект связан, в первую очередь, с проблемой реализации планируемого контроля знаний, с выбором подходящего алгоритма для оценки контрольных работ. К техническим аспектам относятся:

1. Формирование набора контрольных заданий на основе выбранного подхода. Данный аспект связан с непосредственной реализацией контроля и оценки знаний в компьютерной системе КЗ, с учетом цели и вида проводимого контроля. На основе выбранного метода формирования контрольных вопросов происходит автоматическая подготовка задания (или набора заданий) для контроля и выдача его студенту, то есть управление контролем реализуется путем генерации контрольных заданий с учетом различных параметров контроля знаний.

2. Выбор и использование в системе контроля параметров КЗ. Параметры контроля могут быть условно разделены на три группы: параметры, характеризующие отдельное задание и его выполне-

ние (например, дидактические характеристики задания; тип задания; время, отведенное для выполнения задания; время выполнения задания обучаемым; количество обращений к справочной информации при выполнении задания; количество попыток выполнить задание и др.); параметры, характеризующие работу обучаемого с набором контрольных заданий (количество заданий; количество ответов; количество правильных ответов; количество неправильных ответов; общее время, затраченное на выполнение заданий; количество заданий, выполненных с превышением времени; количество обращений к справочной информации при выполнении заданий; уровень подготовки обучаемого; количество невыполненных заданий; сложность, значимость и трудность контрольной работы и др.); параметры, используемые для настройки алгоритма, обычно задаются преподавателем, но могут иметь и заранее установленные значения (максимальный балл или оценка; граничные значения для выставления оценки и др.).

3. Выбор алгоритма для оценки знаний студентов. Любой алгоритм оценки знаний предусматривает сбор, анализ и/или преобразование данных, получаемых в процессе контроля, и, непосредственно, формирование самой оценки (суммы баллов, рейтинга, ранга). Различают алгоритмы, которые применяются для выставления оценки только по завершению контроля, то есть на последнем этапе процесса оценивания. Однако, большинство алгоритмов используются параллельно с контролем знаний, когда оценка может быть выставлена за выполнение отдельного задания, контрольной работы или по дисциплине в целом, при этом полученная оценка обязательно учитывается в используемом методе проведения КЗ.

Таким образом, для управления процессом компьютерного КЗ необходимо наличие, с одной стороны, методов проведения (организации) контроля, с другой стороны, методов и моделей оценки знаний, умений и навыков студента по результатам выполнения им контрольных заданий.

4. Методы проведения контроля и модели оценки знаний

Рассматривая предлагаемые в настоящее время методы компьютерного КЗ и учитывая современные требования индивидуализации процесса обучения, отметим, что важным фактором, определяющим достоинство и преимущество того или иного метода КЗ, является степень (уровень) адаптации к индивидуальным характеристикам студентов и возможность применения оптимальных параметров проведения контроля знаний (например, количества и ти-

па контрольных заданий, времени контроля, видов помощи и т.п.).

С этой точки зрения, методы проведения контроля знаний можно разделить на три класса [5]:

- неадаптивные методы (строгая последовательность, случайная выборка, комбинированный);
- частично адаптивные методы: (случайная выборка с учетом отдельных параметров модели студента (МС), контроль на основе ответов студента; о контроль на основе модели учебного материала (УМ), модульно-рейтинговый метод);
- полностью адаптивные методы (контроль по модели студента, контроль по моделям студента и учебного материала).

Общим для всех неадаптивных методов является то, что в процессе контроля все студенты проходят одну и ту же, заранее определенную автором, последовательность кадров (проверочных заданий). Эта последовательность не зависит от действий обучаемого во время контроля, в результате, всем студентам выдаются контрольные вопросы одинаковой трудности либо в виде фиксированного набора, либо случайным образом. Число заданий является постоянным для всех студентов, не зависимо от их уровня подготовленности.

В частично адаптивных методах проведения КЗ последовательность и число контрольных заданий различны для сильных, средних и слабых студентов. Количество проверочных вопросов зависит от уровня подготовленности студентов и всегда будет переменным числом. В данном случае формирование контрольных заданий различной трудности происходит с учетом ответов обучаемого и/или на основе подготовленного автором (преподавателем) сценария проведения контроля знаний (например, с использованием информации из модели студента или учебного материала) [6].

Адаптивные методы максимально используют данные из модели студента (например, уровень подготовленности студента, уровень беспокойства-тревоги, правильность ответа и др.) и/или модели учебного материала (например, взаимосвязи между проверяемыми понятиями) и позволяют организовать контроль индивидуально для каждого студента, поддерживая, например, оптимальный для студента уровень трудности контрольных заданий или формируя индивидуальные стратегии контроля по отдельной теме, разделу или курсу в целом [6].

Проверка знаний студентов может быть осуществлена с учетом различных критериев формирования оценки. В зависимости от этого методы оценки знаний можно разделить на три основных класса:

- на основе количественных критериев (простейшая модель, модели, учитывающие типы заданий, модели, учитывающие характеристики заданий,

о модели, учитывающие характеристики заданий и параметры КЗ);

- на основе вероятностных критериев (модели, учитывающие вероятность правильного ответа, модели, учитывающие неопределенность ответа);
- на основе классификационных критериев (модели на основе алгоритма вычисления оценок (АВО), модели на основе нечетких множеств).

В моделях на основе количественных критериев в качестве измерения обычно выступает числовое множество, то есть количественная шкала, предназначенная для представления оценки числом. В данном случае предусматривается вычисление некоторой величины, которая затем, как правило, сравнивается с предварительно заданными граничными значениями, определяющими интервалы оценивания в принятой шкале измерения. Рассчитываемая величина может представлять собой, например, сумму баллов, полученных студентом за правильные ответы на контрольные задания. При этом начисление баллов может происходить как с учетом типа предлагаемых студенту контрольных заданий, их дидактических характеристик, так и с учетом параметров КЗ, используемых при формировании оценки.

В моделях на основе вероятностных критериев главным являются утверждения о зависимости вероятности правильного ответа студента от уровня его подготовленности и от параметров задания. Модели данного типа также позволяют решать задачи диагностики (контроля), которые характеризуются необходимостью учета неопределенности ответов обучаемых [7].

Модели на основе классификационных критериев, то есть на основе определения класса принадлежности предусматривают отнесение студента к одному из устойчивых классов с учетом совокупности признаков, определяющих данного студента. При этом используется специальная процедура вычисления степени похожести (оценки) распознаваемой строки (совокупности признаков обучаемого) на строки, принадлежность которых к классам заранее известна.

Таким образом, для проверки знаний студентов применяются разнообразные модели и алгоритмы оценивания [4], а также большое количество методов проведения компьютерного контроля знаний, часть из которых в той или иной мере можно считать адаптивными.

Однако, только 9% компьютерных систем учебного назначения реализуют адаптивный подход при организации контроля и знаний студентов [1].

В процессе исследования был проведен опрос мнений специалистов, занимающихся вопросами контроля знаний при компьютерном обучении, а также педагогов высших учебных заведений. Рес-

пондентам было предложено ответить на вопросы специально подготовленной анкеты, в которой были представлены возможные варианты применения рассмотренных выше методов проведения

КЗ при исходном, текущем, рубежном и итоговом контроле.

Полученные результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Методы проведения контроля знаний и виды КЗ

Вид КЗ	Метод проведения КЗ								
	Строгая последовательность	Случайная выборка	Комбинированный метод	Случайная выборка с учетом параметров МС	Контроль на основе ответов студента	Контроль на основе модели УМ	Модульно-рейтинговый метод	Контроль по МС	Контроль по МС и УМ
Исходный	-	-	-	+	+		-	+	-
Текущий	-	+	+	+	+	+	-	+	+
Рубежный	-	-	-	+	+	+	-	+	+
Итоговый	-	-	-	-	+	-	+	+	+

Предварительная обработка результатов опроса показала, что, по мнению экспертов, при организации исходного контроля и оценки знаний целесообразно использовать методы случайного формирования заданий различной трудности, но с учетом уровня подготовленности студента или его ответов. Методы "Случайная выборка" и "Комбинированный метод" подходят для текущего контроля. Рубежный и итоговый контроль знаний целесообразно проводить с помощью адаптивных методов КЗ, которые учитывают информацию о студенте и его работе во время сеанса, а также с учетом модели учебного материала.

Выводы

Одной из наиболее важных задач при создании компьютерных средств учебного назначения является организация контроля знаний. При этом, анализируя сложившуюся ситуацию, можно сделать вывод, что на данный момент решение проблемы качественной оценки знаний, умений и навыков студентов при компьютерном обучении в большой степени связано с правильным выбором организации и проведения контроля знаний, позволяющих получить достоверную оценку знаний учащихся, учитывая их индивидуальные способности.

Методы проведения контроля и методы оценивания тесно взаимосвязаны. Применение того или иного способа формирования набора заданий для контроля и алгоритма оценивания зависит от цели и вида контроля знаний, используемых параметров КЗ, требуемого уровня подготовленности студентов. Поэтому, выбор метода и модели организации КЗ

зависит от того, насколько полную информацию о студенте и его работе предполагается использовать в компьютерной системе контроля знаний, а также - от планируемого вида КЗ.

В ходе дальнейших исследований в направлении организации эффективного контроля учебно-познавательной деятельности обучаемого необходимо решения двух основных задач:

- разработка системной модели процесса компьютерного контроля знаний исходя из модели обучаемого в дистанционном обучении, выбранной на основе произведенного анализа;
- разработка методов комплексного оценивания знаний умений и навыков на основе критериев адаптивности.

Литература

1. Прокофьева Н.О. Методические аспекты компьютерного контроля знаний / Н.О. Прокофьева // Труды X научн.-метод. конф. ТЕЛЕМАТИКА'2003. Т. 2. Секции D, E. – СПб, 2003. – С. 366-367.
2. Зайцева Л.В. Некоторые аспекты контроля знаний в дистанционном обучении / Л.В. Зайцева // Образование и виртуальность – 2000. Сборник науч. тр. 4-й Междунар. конф. – X. – Севастополь: УАДО, 2000. – С. 126-131.
3. Зайцева Л.В. Вопросы организации компьютерного контроля знаний. [Электронный ресурс] / Л.В. Зайцева, Н.О. Прокофьева // Educational Technology & Society. – 2006, 9(1). – Режим доступа к ресурсу: WWW.URL: http://ifets.ieee.org/russian/depository/v7_i4/html/1.htm.
4. Brusilovsky P. Web-based testing for distance education / P. Brusilovsky, P. Miller // WebNet'99. ngs of AACE World Conference of the WWW and Internet. –

Honolulu, HI, 1999. – P. 149-154.

5. Зайцева Л.В. Модели и методы адаптивного контроля знаний [Электронный ресурс] / Л.В. Зайцева, Н.О. Прокофьева // *Educational Technology & Society*. – 2004, №.7(4). – Режим доступа к ресурсу: WWW. URL: http://ifets.ieee.org/russian/depositor/v7_i4/html/1.htm.

6. Грушецкий С.В. Построение модели адаптивного тестирования с использованием элементов теории графов [Электронный ресурс] / С.В. Грушецкий, И.Д. Рудинский // Тр. XIV Межд. конф.-выст. ИТО-2004. – Режим доступа к ресурсу: WWW.URL: http://sputnik.mto.ru/Docs_41/Mat_edu_conf/doc/4617.html.

7. Нейман Ю.М. Как измерять учебные достижения? / Ю.М. Нейман // *Вопросы тестирования в образовании*. – 2001. – № 1. – С. 40-56.

8. Аванесов В.С. Научные проблемы тестового контроля знаний: монография / В.С.Аванесов. – М.: Исследовательский центр проблем качества подготовки специалистов, 1994. – 135 с.

9. Беспалько В.П. Методы и критерии оценки знаний, умений и навыков учащихся при программировании обучения: монография / В.П. Беспалько. – М.: Высш. шк., 1969. – 100 с.

10. Растринин Л.А. Адаптивное обучение с моделью обучаемого: монография / Л.А. Растринин, М.Х. Эренштейн. – Рига: Зинатне, 1988. – 160 с.

Поступила в редакцию 30.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.М. Вартанян, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

КРИТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО ОРГАНІЗАЦІЇ КОНТРОЛЮ НАВЧАЛЬНО-ПІЗНАВАЛЬНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ У СИСТЕМАХ ДИСТАНЦІЙНОГО НАВЧАННЯ

І.В. Шостак, О.С. Носиков

У роботі розглядаються питання організації комп'ютерної перевірки та оцінки знань студентів з урахуванням методичних і технічних аспектів даної проблеми. Описано основні етапи еволюції розвитку контролю знань, класифікація методів контролю знань (КЗ), які можуть бути корисні як розробникам систем комп'ютерного КЗ, так і викладачам при виборі стратегії проведення КЗ і виставлення оцінки при комп'ютерному навчанні. Обговорюються переваги і недоліки підходів до організації контролю навчально-пізнавальної діяльності в системах дистанційного навчання. Зроблено висновок про необхідність розробки підходу до організації контролю знань на основі спеціальної моделі учня в якій будуть враховані його релевантні характеристики.

Ключові слова: контроль знань, методи, моделі, адаптація, класифікація, дистанційне навчання.

CRITICAL ANALYSIS OF APPROACHES TO ORGANIZATION OF CONTROL LEARNING AND COGNITIVE ACTIVITY IN DISTANCE LEARNING SYSTEM

I.V. Shostak, A.S. Nosikov

The work deals with the organization of computer testing and evaluation of students' knowledge in the light of methodological and technical aspects of the problem. Describes the history and evolution of the control of knowledge, classification of methods of control knowledge (CK), which may be useful to developers of computer systems, fault, and teachers in choosing the strategy of the CK and the scoring with computer training. The advantages and disadvantages of approaches to monitoring learning and cognitive activity in the systems of distance learning. The conclusion about the need to develop an approach to control organization of knowledge based on specific student model that would address its relevant characteristics.

Key words: control of knowledge, methods, models, adaptation, classification, distance learning.

Шостак Игорь Владимирович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры инженерии программного обеспечения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: iv_shostak@rambler.ru.

Носиков Александр Сергеевич – заведующий лабораторией дистанционного обучения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.nosikov@mail.ru.

УДК 623.004.67

В.Б. КОНОНОВ

Харківський університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба, Харків

ПОКАЗНИК ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІЯЛЬНОСТІ СЛУЖБИ МЕТРОЛОГІЇ І СТАНДАРТИЗАЦІЇ (ВІЙСЬКОВОЇ МЕТРОЛОГІЧНОЇ ЛАБОРАТОРІЇ)

В статті запропоновано комплексний показник оцінки організації та діяльності служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії), який враховує результат проведеного нагляду (контролю) та складається з набору часткових показників оцінки діяльності з відповідними ваговими коефіцієнтами. Розглянуті основні положення, які стосуються оцінки організації та діяльності служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії), яка здійснюється за результатами проведеного нагляду (контролю) за її діяльністю.

Ключові слова: метрологічне обслуговування озброєння та військової техніки, метрологічний контроль.

Вступ

Постановка задачі. Метрологічне забезпечення у Збройних Силах України організується з метою об'єктивної оцінки фактичного стану об'єктів озброєння та військової техніки (ОВТ) військ (сил). Тому питання, які пов'язані з здійсненням метрологічного забезпечення у Збройних Силах України, відносяться до важливих науково-прикладних задач, актуальність яких полягає в необхідності підтримання зразків озброєння та військової техніки (ОВТ) військ (сил) у боєздатному стані.

Аналіз літератури. В керівних документах [1 – 5] розглядаються питання метрологічного забезпечення у сфері оборони. Так в [1] визначена законодавча база метрології та метрологічної діяльності. В [2] запропонована концепція розвитку системи метрологічного забезпечення у сфері оборони на період до 2015 року та на перспективу до 2025 року. В [3] визначені особливості метрологічної діяльності у сфері оборони. В [4] надана оцінка стану метрологічного забезпечення у Збройних Силах України та визначені заходи щодо його покращення. В [5] викладаються питання організації та порядку експлуатації вимірювальної техніки у ЗС України. Але в цих документах не розглядаються питання, які пов'язані з визначенням ефективності організації та діяльності служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії).

Метою статті є визначення комплексного показника оцінки організації та діяльності служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії), якій слід використовувати для з'ясування ефективності роботи метрологічних підрозділів.

Основний матеріал

Метрологічний контроль та нагляд у Збройних Силах України здійснюється метрологічною служ-

бою з метою перевірки додержання вимог Закону України “Про метрологію та метрологічну діяльність” [1] та інших нормативно-правових актів України і нормативних документів з метрології.

До метрологічного контролю у Збройних Силах України належать [2]:

- державні випробування вимірювальної техніки;
- метрологічна атестація, повірка та калібрування засобів вимірювальної техніки військового призначення (ЗВТВП);
- акредитація військових вимірювальних та метрологічних лабораторій;
- метрологічна експертиза документації на всіх етапах життєвого циклу озброєння і військової техніки;
- атестація методик виконання вимірювань.

Під метрологічним наглядом у військах (силах) розуміється діяльність спеціально уповноважених органів (осіб) метрологічної служби Збройних Сил України з метою перевірки дотримання метрологічних норм та правил [2].

Метрологічний нагляд у Збройних Силах України включає [2]:

- нагляд за забезпеченням єдності вимірювань;
- перевірку та оцінку стану метрологічного забезпечення.

Нагляд за забезпеченням єдності вимірювань у Збройних Силах України включає перевірку:

- стану і застосування ЗВТВП;
- застосування методик виконання вимірювань;
- правильності виконання вимірювань;
- своєчасності подання ЗВТВП на повірку і калібрування;
- додержання умов і правил проведення повірки і калібрування ЗВТВП та проведення вимірювань, що виконуються акредитованими метрологічними та вимірювальними лабораторіями;
- додержання вимог нормативних документів із метрології.

Нагляд за забезпеченням єдності вимірювань здійснюється у ході контролю за діяльністю військових метрологічних та вимірювальних лабораторій.

Перевірка та оцінка стану метрологічного забезпечення охоплює:

- організацію роботи служб метрології та стандартизації (метрологів), інших служб з питань додержання вимог нормативних документів із метрології;
- організацію діяльності військових лабораторій стосовно додержання умов і правил проведення повірки і калібрування ЗВТВП та проведення вимірювань, що виконуються акредитованими військовими метрологічними та вимірювальними лабораторіями;
- стан метрологічного забезпечення об'єктів вимірювань.

Під об'єктами вимірювань при проведенні метрологічного нагляду розуміються зразки ОВТ та інші матеріальні об'єкти, параметри чи властивості яких підлягають вимірюванню, а також ремонтні майстерні, медичні пункти, склади, їдальні, пункти заправки паливом, акумуляторні та підрозділи, де проводяться вимірювання. Перевірка організації роботи служб метрології та стандартизації (метрологів), інших служб з питань додержання вимог нормативних документів із метрології здійснюється шляхом контролю виконання таких заходів:

- наявність та знання чинних керівних документів з питань метрологічного забезпечення;
- наявність та стан виконання річних і поточних планів, ведення встановленої документації та своєчасне подання звітності;
- організація постачання, обліку, експлуатації та зберігання вимірювальної техніки;
- організація ремонту ЗВТВП;
- повнота та якість здійснення метрологічного нагляду;
- здійснення методичного керівництва діяльністю підпорядкованих служб, військових метрологічних та вимірювальних лабораторій, надання їм допомоги;
- організація роботи з акредитації підпорядкованих військових метрологічних та вимірювальних лабораторій;
- організація підготовки фахівців-метрологів, підбір та розміщення кадрів;
- організація та проведення навчально-методичних зборів та занять;
- узагальнення матеріалів про стан метрологічного забезпечення та підготовка пропозицій щодо його вдосконалення;
- розробка та видання нормативної документації з питань метрологічного забезпечення.

Пропонується наступний комплексний показник оцінки організації та діяльності служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії), за допомогою якого будемо враховувати результат проведеного нагляду (контролю), а саме:

$$P = a_1P_1 + a_2P_2 + a_3P_3 + a_4P_4 + a_5P_5 + a_6P_6, \quad (1)$$

де $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$ – коефіцієнти вагомості часткових показників оцінки діяльності:

$$\sum_{i=1}^6 a_i = 1; \quad (2)$$

$P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ – часткові показники оцінки діяльності.

Розглянемо більш ґрунтовно ці показники.

P_1 – показник оцінки рівня організації, що характеризує співвідношення фактичної структури служби метрології та стандартизації, який приймає такі значення:

$P_1 = 1$ – при повній відповідності Керівництву [2];

$P_1 = 0,8$ – при формальній невідповідності (збільшення структури, некомплекту чисельності окремих підрозділів, тощо.);

$P_1 = 0,5$ – при невідповідності (фактичній відсутності одного з структурних підрозділів, що передбачено Керівництвом [2], недостатнім рівнем кваліфікації кадрів, що спричинило невиконання окремих функцій та завдань, які зазначені у положенні);

$P_1 = 0$ – при відсутності самостійного підрозділу служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії) і виконання її функцій іншими підрозділами. Коефіцієнт вагомості показника оцінки діяльності a_1 доцільно приймати рівним 0,2.

P_2 – показник оцінки рівня метрологічного обслуговування закріплених з'єднань, військових частин (підрозділів).

$$P_2 = a_{21}P_{21} + a_{22}P_{22} + a_{23}P_{23}, \quad (3)$$

де $a_{21} + a_{22} + a_{23} = 1$ – коефіцієнти вагомості показників:

P_{21} – показник, який характеризує діяльність з повірки (калібрування) засобів вимірювальної техніки та визначається як відношення числа виконаних заявок до загального числа заявок з повірки (калібрування) за рік;

P_{22} – показник, який характеризує діяльність з ремонту засобів вимірювальної техніки закріплених з'єднань, військових частин (підрозділів), визначається як відношення числа виконаних заявок до загального числа заявок з ремонту за рік;

P_{23} – показник, який характеризує діяльність з метрологічної атестації військових вимірювальних та метрологічних лабораторій, визначається як відношення числа виконаних заявок до загального числа заявок з атестації, за рік.

P_3 – показник, за допомогою якого здійснюється оцінка діяльності зі створення і впровадження нових засобів і методів вимірювання приймається рівним 1 або 0 в залежності від наявності або відсутності таких робіт в плані. Значення коефіцієнта вагомості a_3 доцільно приймати рівним 0,2;

P_4 – показник, за допомогою якого здійснюється оцінка діяльності з атестації методик виконання вимірювань, випробувань, контролю, визначається

як відношення кількості атестованих методик к загальної кількості методик, що підлягають атестації згідно плану, за рік. Доцільно встановлювати значення коефіцієнта a_4 в межах 0,15 – 0,2;

P_5 – показник, за допомогою якого здійснюється оцінка діяльності з метрологічної експертизи нормативно-технічної, проектної, конструкторської і технологічної документації, визначається як відношення кількості нормативно-технічної, проектної, конструкторської і технологічної документації к загальної кількості за рік, що підлягало експертизі згідно плану. Доцільно встановлювати значення коефіцієнта a_5 в межах 0,1 – 0,15;

P_6 – показник, за допомогою якого здійснюється оцінка діяльності з методичного керівництва діяльністю метрологічних служб по закріпленім напрямкам діяльності (в тому числі і з розробки нормативно-технічних документів з цих питань, з проведення метрологічного нагляду, з надання допомоги в складанні і погодженні організаційно-технічних заходів з підвищення рівня метрологічного забезпечення закріплених з'єднань, військових частин. Значення коефіцієнта вагомості a_6 доцільно встановлювати в межах 0,1 – 0,15.

Висновки

1. В статті розглянуті основні положення, які стосуються оцінки організації та діяльності служби

метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії), яка здійснюється за результатами проведеного нагляду (контролю) за її діяльністю.

2. Запропоновано комплексний показник оцінки організації та діяльності служби метрології та стандартизації (військової метрологічної лабораторії), який враховує результат проведеного нагляду (контролю).

Література

1. Закон України від 15.06.04 № 1765-IV “Про внесення змін до Закону України “Про метрологію та метрологічну діяльність”.

2. Керівництво з організації та порядку експлуатації вимірювальної техніки у Збройних Силах України. Затверджено Наказом ЗМОВ – начальника Озброєння ЗС України від 1.06.2001 р. № 79.

3. Концепція розвитку системи метрологічного забезпечення у сфері оборони на період до 2015 року та на перспективу до 2025 року. – К.: ЦУМІС, 2009. – 15 с.

4. Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження положення про особливості метрологічної діяльності у сфері оборони» від 15.03.2006 № 328.

5. Директива начальника Генерального штабу Збройних Сил України «Про стан метрологічного забезпечення у Збройних Силах України та заходи щодо його покращення» від 14.07.2006 № 7.

Надійшла до редколегії 1.06.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.І. Кондрашов, Національний технічний університет «ХПІ», Харків, Україна.

ПОКАЗАТЕЛЬ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ СЛУЖБЫ МЕТРОЛОГИИ И СТАНДАРТИЗАЦИИ (ВОЕННОЙ МЕТРОЛОГИЧЕСКОЙ ЛАБОРАТОРИИ)

В.Б. Кононов

В статье предложен комплексный показатель оценки организации и деятельности службы метрологии и стандартизации (военной метрологической лаборатории), который учитывает результат проведенного осмотра (контроля) и состоит из набора частичных показателей оценки деятельности с соответствующими весовыми коэффициентами. Рассмотрены основные положения, которые касаются оценки организации и деятельности службы метрологии и стандартизации (военной метрологической лаборатории), которая осуществляется по результатам проведенного осмотра (контроля) за ее деятельностью.

Ключевые слова: метрологическое обслуживание вооружения и военной техники, метрологический контроль.

INDEX OF ESTIMATION OF EFFICIENCY OF ACTIVITY OF SERVICE OF METROLOGY AND STANDARDIZATION (MILITARY METROLOGICAL LABORATORY)

V.B. Kononov

The complex index of estimation of organization and activity of service metrology and standardization (to the military metrology laboratory) is offered in the article, which takes into account the result of the conducted examination (control) and consists of set of partial indexes of estimation of activity with the proper gravimetric coefficients. substantive provisions, which touch the estimation of organization and activity of service metrology and standardization (to the military metrology laboratory) which is carried out on results the conducted examination (control) after its activity, are considered.

Key words: metrological maintenance of armament and military technique, metrological control.

Кононов Володимир Борисович – д-р техн. наук, доцент, начальник кафедри, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків, Україна.