УДК 629.7.036:539.4

АНАЛИЗ ОПЫТА ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗАРУБЕЖНЫХ ГТД ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ

А.В. Шереметьев, канд. техн. наук,

ЗМКБ “Прогресс” им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

В шестидесятых годах прошлого столетия получил признание у многих фирм, авиакомпаний и нашёл применение метод технического обслуживания и ремонта самолётов и ГТД “по состоянию”. Экономия при использовании этого метода достигалась тем, что капитальному ремонту подлежали только те узлы и детали двигателя и планера, которые ограничивали срок службы. Этот метод был принят Авиационным Регистрационным комитетом Англии в 1963 г., в 1965 г. ему последовало и Федеральное авиационное агентство США [1]. Практически повсеместно в настоящее время эксплуатация авиационных ГТД ведётся по техническому состоянию. В год 40-летия этого вида эксплуатации представляет интерес накопленный опыт ведущих авиакомпаний мира в этой области.

В настоящей статье анализируется опыт эксплуатации по техническому состоянию (ЭТС) двигателей большой степени двухконтурности JT9D, PW4000 и CF6-50.

Преимущества эксплуатации по техническому состоянию авиационных ГТД изложены в [2, 3].

ЭТС авиационных ГТД прежде всего подчиняется принципу экономической целесообразности и экономической выгоды.

Для авиационных ГТД составляются и уточняются по результатам эксплуатации схемы ремонтов двигателей и объёмы выполняемых при этом работ. Эти схемы и объёмы работ могут отличаться для одного и того же двигателя в разных авиакомпаниях для различных условий эксплуатации (например, для различных полётных циклов).

Выполняемые объёмы работ при посещении цеха двигателей можно представить в виде схемы (рис. 1).

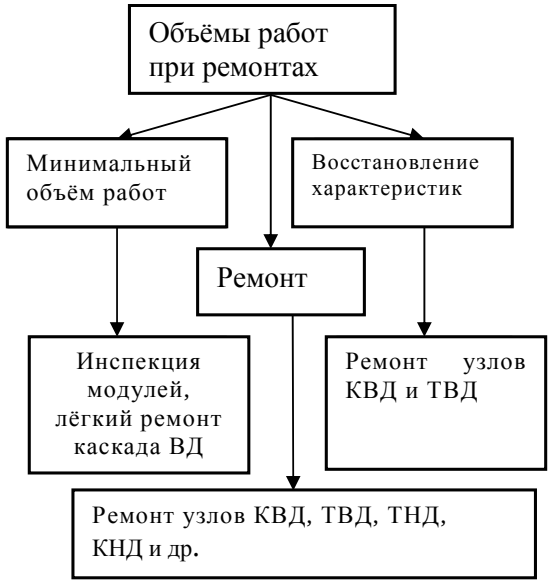


Рис. 1. Объёмы работ при посещении цеха

Объёмы работ в авиакомпаниях при ремонтах определяются таким образом, чтобы обеспечить планируемый срок службы на крыле. Вообще говоря, различные авиакомпании следуют различным подходам при выборе объёма работ при ремонте. Например, авиакомпания Финаэро добивается баланса между временем эксплуатации на крыле и объёмом работ для достижения наименьших затрат на лётный час.

Авиакомпания Люфтганза для двигателя CF6-50 в первом приближении следует схеме чередования “среднего” и “тяжёлого” визитов в цех.

Для двигателя PW4000 оптимальное время эксплуатации на крыле составляет 3500 - 4500 полётных циклов. Это связано с возможностью ремонта лопаток ТВД. Более длительное время пребывания двигателя на крыле приводит к высокой степени утилизации лопаток.

В [4, 5, 6] приведена наработка различных модификаций рассматриваемых двигателей без съёма с крыла составляет для различных летательных аппаратов (табл. 1).

Таблица 1

Время эксплуатации двигателей на крыле без съёма

	Двигатель	Наработка без съёма, цикл
1	JT9D	1250…1600
2	PW4000	1700…3500
3	CF6-50	1250…2500
4	CF6-80	1500…5000

Затраты при ремонте двигателей состоят из трудозатрат на разборку (сборку), расходов на материалы и детали, расходов на ремонты по субконтрактам и расходов на детали, ограничивающих ресурс.

Величины первых трёх статей затрат даны в табл. 2.

Таблица 2

Затраты на ремонт двигателей (доллары США)

	Двигатель	Материалы	Субконтракты	Трудозатраты
1	CF6-50	800000	800000	450000
2	PW4000	850000	700000	350000
3	JT9D	800000	700000	385000

Затраты при ремонтах на замену деталей, ограничивающих ресурс, считаются отдельно и учитываются в общих затратах отдельной статьёй. Таким образом, стоимость ремонта может составлять 1700…2050 тысяч долларов США.

Двигатели CF6-50 и CF6-80C2 следуют такой же схеме объёма работ при ремонтах, как и двигатель PW4000. Выполняемые объёмы работ, проводимые на каждой ремонтной базе (цехе) следуют рекомендациям путеводителя планируемых работ (WPG) фирмы GE. Путеводитель планируемых работ определяет объём работ для каждого модуля двигателей семейства CF6. Путеводитель содержит пороговое значение периода эксплуатации на крыле для нового двигателя, последнего съёма для лёгкого ремонта, восстановления характеристик и замены каждого модуля. Входящая информация, например, данные текущего наблюдения, директивы лётной годности, ресурс деталей, ограничивающих ресурс, совместно с путеводителем планируемых работ определяет конечный объём работ.

Все семейства эксплуатируемых двигателей имеют несколько причин съёма для посещения цеха. Помимо плановых причин съёма (исчерпание запаса по температуре выхлопных газов, восстановление запасов устойчивости КВД, исчерпание сроков службы деталей, ограничивающих ресурс, и др.) значительную долю занимают внеплановые. Так, например, для двигателей семейства PW4000 внеплановые причины съёма составляют 35…45% от всех съёмов. Для двигателей CF6-50 причиной 25% съёмов является исчерпание запаса по температуре выхлопных газов, другие 25% съёмов обусловлены необходимостью замены основных деталей, исчерпавших ресурс, а остальные 50% съёмов составляют внеплановые съёмы. Следует отметить, что, по мнению некоторых авиакомпаний, увеличенный объём работ при ремонтах (при визитах в цех) уменьшает вероятность внеплановых съёмов.

Как свидетельствует опыт эксплуатации зарубежных двигателей большой степени двухконтурности, одним из главных факторов, влияющих на время наработки двигателя на крыле, является уменьшение запаса по температуре выхлопных газов. Скорость снижения запаса по температуре газов для двигателей CF6-50 и PW4000 показана на графике (рис. 2).

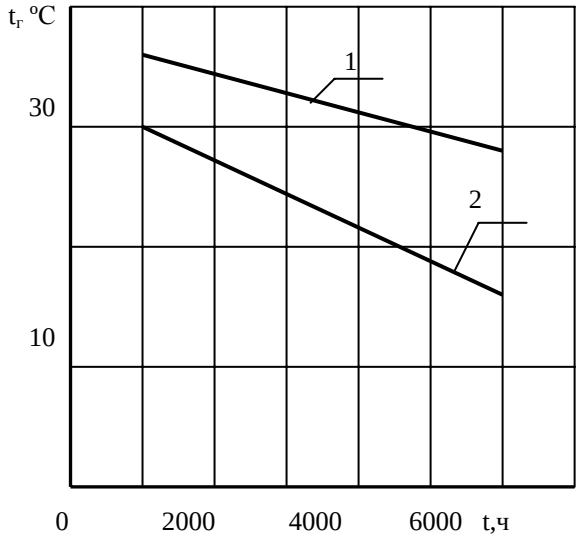


Рис. 2. Скорость снижения запаса по температуре выхлопных газов для двигателей PW4000 (1) и CF6-50 (2)

В идеальном случае исчерпание запаса по температуре газа совпадает с одной из других причин съёма. Например, с исчерпанием ресурса деталей, ограничивающих ресурс. На практике это случается редко.

У двигателя PW4000 есть два основных профиля: серия 1 и серия 3. Хотя основной причиной введения профиля серии 3 являлось улучшение расхода топлива, запасы по температуре выхлопных газов, запасы по устойчивости работы КВД у двух серий двигателя PW4000 также разнятся (табл. 3).

Указанные в табл. 3 величины запасов по температуре выхлопных газов $t_{вх}$ °С могут отличаться в зависимости от поэкземплярного отличия двигателей, условий эксплуатации (жаркие или холодные) и от объёма работ, проведенного при ремонте (визите в цех). Уменьшение запаса по температуре газов (рис. 2) зависит от уровня тяги, интенсивности эксплуатации и среднего времени полётного цикла.

Таблица 3

Запасы по температуре
выхлопных газов
двигателей семейства PW4000

	Двигатель	Серия	Тяга, фунт	Запас по $t_{вх}$ °С
1	PW4060	1	60000	26
2	PW4052	3	52000	47
3	PW4060	3	60000	40
4	PW4062	3	62000	29

Опыт эксплуатации показывает, что наиболее значительное уменьшение запаса по температуре выхлопных газов происходит в течение первых 1000…2000 часов работы двигателя на крыле.

Так, для двигателя CF6-80C2A3/5, эксплуатируемого в классе тяги 59000 фунтов на самолётах A300, ухудшение запасов по температуре газов составит 12ºС в течение первых 2000 лётных часов и около 3ºС на каждые последующие 1000 часов.

Следует отметить, что установка FADEC на модификации двигателя CF6-80C2A3/5 позволила получить дополнительные 5ºС к запасу по температуре выхлопных газов.

Снижению темпов уменьшения запасов по температуре выхлопных газов, как свидетельствует опыт эксплуатации двигателей семейства PW4000, способствует введение в конструкцию двигателя щёточных уплотнений взамен лабиринтных. Щёточные уплотнения лучше сохраняют характеристики.

ЭТС предполагает наработку двигателя в пределах установленного циклического ресурса основных деталей (деталей, ограничивающих ресурс).

Рассматриваемые в настоящей статье двигатели эксплуатируются, главным образом, длинными полётными циклами с интервалами между визитами в цех 1500…3000 полётных циклов (табл. 1) и со сроками службы деталей, ограничивающих ресурс приблизительно в 10000 - 30000 циклов.

Большая часть двигателей JT9D, PW4000, CF6-50 и CF6-80 эксплуатируется на линиях со средним или дальним плечом полёта при среднем времени полётного цикла 5,0 часа и более.

Интервалы между ремонтами (визитами в цех) могут быть смещены на уровне 2500…3000 лётных часов. Для того чтобы избежать вынужденного съёма двигателя с крыла из-за окончания ресурса основных деталей, большинство авиакомпаний, эксплуатирующих авиационные ГТД, придерживаются политики “остатка ресурса” (минимального срока службы деталей).

Суть дела заключается в том, что большинство деталей, ограничивающих ресурс, вырабатывают свой срок службы в интервале 1500…3000 полётных циклов от своего предельного срока службы. Например, передний вал ротора ТВД двигателя CF6-50 имеет предел 11500 полётных циклов, но, вероятно, будет утилизирован после 9500…10000 полётных циклов.

Стоимость деталей, ограничивающих ресурс (основных деталей), величины остатков ресурсов для рассматриваемых двигателей приведены в табл. 4.

Таблица 4

Стоимости и неиспользуемые остатки ресурсов основных деталей зарубежных двигателей

	Двигатель	Стоимость основных деталей, млн дол.	Неиспользуемые остатки ресурса, цикл
1	JT9D	2,1	2000
2	PW4000	2,44	2000…3300
3	CF6-50	2,1	1400…2500
4	CF6-80C2	2,7	2000…2500

Стремясь использовать остатки ресурсов деталей, ограничивающих ресурс, некоторые авиакомпании переставляют эти детали с двигателей, эксплуатируемых короткими циклами, на двигатели, эксплуатируемыми длинными циклами. Также существует рынок деталей с остатками ресурса и двигателей, списанных с самолётов.

Приведенные данные позволяют сделать следующие выводы из анализа опыта ЭТС зарубежных двигателей.

1. Для обеспечения минимальных затрат на один лётный час сроки службы деталей, ограничивающих ресурс, должны составлять более 15000…20000 циклов.

2. Для каждого применения двигателя на самолётах с различными условиями эксплуатации (продолжительность полёта, класс тяги, температура воздуха) существуют экономически оптимальные величины ресурса основных деталей.

3. Более высокая величина запаса по температуре выхлопных газов и более низкие темпы исчерпания этого запаса обеспечивают более низкую стоимость одного лётного часа двигателя.

4. Целесообразно периоды эксплуатации двигателя на крыле соразмерять с возможностью восстановления деталей при ремонте.

5. Существует оптимальный период эксплуатации двигателя на крыле.

Литература

1. Техническое обслуживание, ремонт, доводка и увеличение ресурса ГТД за рубежом.- Кн. 1.- М.: Гос НИИ ГА, 1969.- 118 с.

2. Акимов В.М. Основы надёжности газотурбинных двигателей.- М.: Машиностроение, 1981.- 208 с.

3. Шереметьев А.В. Выбор метода установления ресурсов и формы эксплуатации авиационных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 30. Двигатели и энергоустановки.- С. 66-70.

4. Aircraft Commerce // The Journal For Commercial Aircraft Business. Issue.- 2000.- № 10. (March – April).- P. 27-32.

5. Aircraft Commerce // The Journal For Commercial Aircraft Business. Issue.- 2000.- № 14. (November - December).– P. 18-24.

6. Aircraft Commerce // The Journal For Commercial Aircraft Business. Issue.-2002.- № 23. (June - July).– P. 24-30.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: Главный конструктор В.Н. Денисюк, ЗМКБ «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, г. Запорожье; д-р техн наук, профессор Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.317

КОНЦЕПЦИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КАЧЕСТВА В АВИАЦИОННОМ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

Г.И. Погорелов, канд. техн. наук, К.А. Конев, аспирант,

Уфимское научно-производственное предприятие «Молния»,

Г.Г. Куликов, д-р техн. наук,

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа, Россия

Нет необходимости доказывать важность и значимость управления качеством на предприятии авиационного двигателестроения. С другой стороны, не менее важным является использование современных информационных технологий для управления производством и предприятием в целом в отрасли.

Выделим основные линии пересечения современной идеологии менеджмента качества, заложенной в ГОСТ Р ИСО 9001 [2], и информационных технологий:

Во-первых, ГОСТ Р ИСО 9001 требует описания основных процессов предприятия системой внутренних нормативных документов: стандартов, положений, инструкций. При этом каждый процесс предприятия можно представить в виде системы организационного управления, выделив в нём управляющую и управляемую подсистемы.

С другой стороны, современные стандарты, поддерживающие CALS-технологии, требуют описания процессов организационного управления и процессов управления информационными потоками с помощью методологии SADT [4].

Таким образом, применение CALS-технологий на предприятии является одним из следствий требований ГОСТ Р ИСО 9001.

Во-вторых, ГОСТ Р ИСО 9001 устанавливает в качестве обязательного требования – наличие показателей результативности каждого процесса, т.е. качественных, а лучше количественных параметров, тенденция изменения которых позволяет судить о наличии (отсутствии) улучшения функционирования процессов. Примерами могут служить своевременность исполнения работ, количество отклонений в процессе и т.д. Поскольку процессы предприятия, описанные с помощью методологии SADT, являются тем, что принято называть «бизнес-процессами», то анализ моделей данных «бизнес-процессов» позволяет выделить для них показатели результативности.

В-третьих, система менеджмента качества требует наличия дополнительного сложноорганизованного контура организационного управления предприятием, управление в котором осуществляется с целью достижения постоянного улучшения функционирования процессов за счёт регулярного анализа их показателей результативности. Управление в данном контуре может осуществляться как в плановом режиме, если улучшение констатируется и дополнительных действий не требуется, так и в режиме предупреждающих и корректирующих действий, если выявлены отклонения при аудите или при анализе отчётности.

Функционирование контура системы менеджмента качества подчиняется общим принципам и правилам организационного управления. Следовательно, с точки зрения теории управления контур должен включать следующие типовые функции:

– нормирование затрат;

– планирование;

– учёт результатов;

– анализ результатов;

– регулирование (корректирующие и предупреждающие действия).

Эти функции реализуются с учётом всех аспектов организационного управления:

– технико-экономическое планирование затрат;

– финансовое управление;

– управление трудовыми ресурсами;

– оперативное управление (план-графики);

– информационно-вычислительные;

– материально-техническое снабжение.

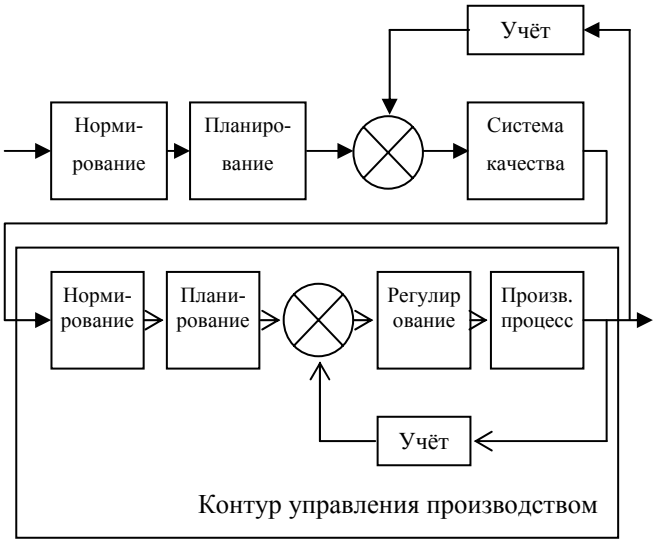


Рис. 1. Модель системы менеджмента качества в терминах теории управления

Таким образом, для предприятия авиационного двигателестроения наиболее рациональным подходом к автоматизации является использование CALS-технологий [1].

Известно, что внедрение CALS-технологий на предприятии может осуществляться как путём приобретения готовых программных комплексов и привязки их к существующей структуре предприятия, так и путём использования методологии постепенного помодульного построения информационных систем.

Внедрение готовых программных комплексов предполагает большие инвестиционные риски, поскольку не все элементы такой системы могут в полной мере отвечать требованиям конкретного предприятия, что может привести к тому, что затраты на работы, связанные с её внедрением и сопровождением, могут перекрыть ожидаемый эффект. Кроме того, на сегодняшний день рынок ПО, предназначенного для решения спектра задач бизнес-управления предприятием, ограничен, с одной стороны, стандартными технологическими средствами информационной поддержки, с другой – громоздкими, обычно не русифицированными системами (чаще всего системами класса ERP - Enterprise Resource Planning – такими, как BAAN, SyteLine и близкие к ним), внедрение которых предполагает перестройку структуры предприятия. Очень часто такая система является, по сути дела, чрезвычайно дорогостоящим придатком в комплексе задач и проблем, стоящих перед предприятием.

Таким образом, необходим иной подход к решению поставленной задачи.

На УНПП «Молния», где с 1998 года начались работы по созданию и поддержанию эффективного функционирования системы менеджмента качества, на сегодняшний день разработана концепция поэтапного внедрения информационных технологий для поддержания системы менеджмента качества и комплексной автоматизации предприятия.

Концепция предусматривает:

– создание модели системы менеджмента качества в терминах АСУ;

– поэтапная автоматизация всех контуров управления в системе менеджмента качества;

– создание базы данных системы менеджмента качества;

– создание АРМ специалистов, формирующих данные для системы менеджмента качества;

– интеграция всех автоматизированных объектов в единую систему, замкнутую на руководителя предприятия.

При этом поскольку в основе системы менеджмента качества лежат процессы - виды деятельности, преобразующие вход в выход в течение жизненного цикла изделия, то реализация предложенной концепции одновременно предполагает и внедрение CALS-технологий.

Рассмотрим первые результаты внедрения концепции поэтапного внедрения информационных технологий для поддержания системы менеджмента качества и комплексной автоматизации предприятия, полученные на УНПП «Молния».

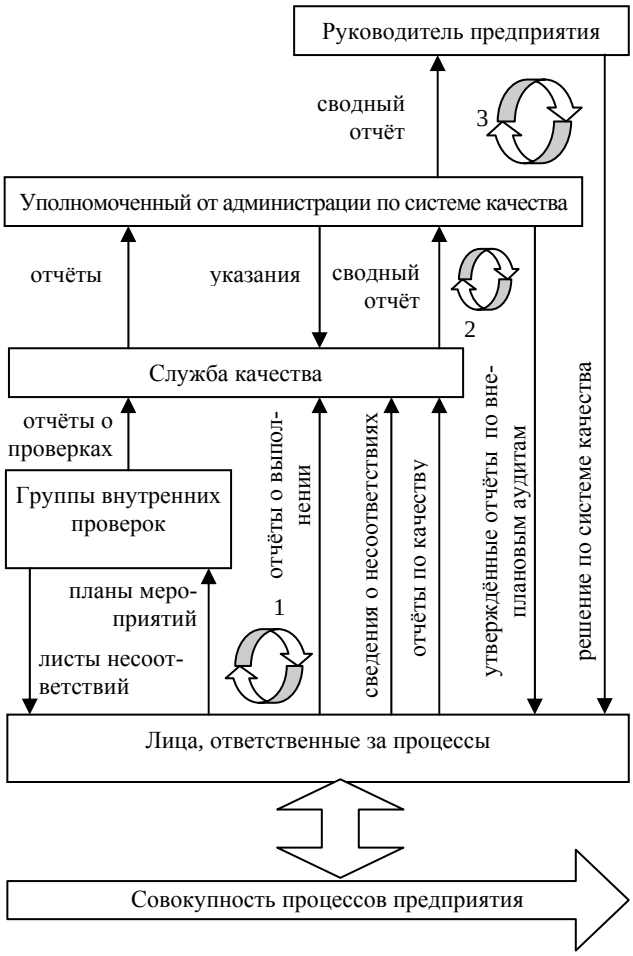


Рис. 2. Модель трёхконтурной системы управления качеством

На рис. 2 представлена трёхконтурная система управления. В первом контуре - "контур внутреннего аудита" решается наибольшее число вопросов системы менеджмента качества. В качестве управляющего объекта выступает группа внутренней проверки, старший аудитор которой имеет право фиксировать все свои наблюдения в листах несоответствия и затем оформлять их как несоответствия. Лицо, отвечающее за деятельность или процесс, в котором обнаружено несоответствие, составляет план мероприятий, необходимых для его устранения и выполняет его. Отчёт о выполнении плана замыкает первый контур управления. Если несоответствие не может быть устранено в силу различных причин, то сведения об этом передаются во второй контур управления.

Острые вопросы, требующие скорейшего решения, решаются во втором контуре управления - "контуре оперативного менеджмента", в котором роль управляющей системы играют начальник службы качества и уполномоченный от администрации по системе качества. Инициировать функционирование второго контура управления могут как группы внутренних проверок при столкновении с неразрешимой проблемой, так и руководители различных уровней. После получения соответствующего запроса служба качества проводит анализ нормативной документации, на основании которой выполняется работа и при необходимости проводит целевую внутреннюю проверку с привлечением специалистов по рассматриваемой области, после чего составляет листы несоответствий и отчёт, в котором приводится описание проблемы и пути её решения. Уполномоченный от администрации по системе качества проводит экспертизу и утверждение отчёта, после которого аналогично первому контуру составляются планы корректирующих мероприятий, отчёт о выполнении которых замыкает контур.

Наиболее весомые и сложные проблемы, большинство из которых имеет потенциальный характер, решаются в третьем контуре управления - "контуре отчётности". Информация в него поступает из обоих предыдущих контуров управления, а также из отчётности о функционировании различных подсистем системы менеджмента качества, которые соответствуют этапам жизненного цикла: маркетинг, проектирование, подготовка производства, производство, обслуживание и т.д. Сбор информации осуществляет служба качества. На основании всей собранной информации служба качества составляет итоговый аналитический отчёт, показывающий, как изменились показатели результативности по всем процессам в сравнении с предыдущими периодами, какие процессы требуют к себе внимания руководства, какие проблемы удалось выявить, но их решение требует либо выделения дополнительных ресурсов, либо принятия принципиального решения на уровне руководителя предприятия. К отчёту прилагается проект решения по системе качества, представляющего собой план мероприятий, которые нужно выполнить. После экспертизы уполномоченного отчёт попадает руководителю предприятия, который изучает отчёт и попунктно утверждает решение по системе качества, добавляя при необходимости свои пункты или исправ-

ляя представленные. После утверждения отчёт рассылается заместителям руководителя, главному контролёру, представителю заказчика и другим заинтересованным лицам. Решение рассылается исполнителям. Отчёт о выполнении пункта решения от исполнителя замыкает контур управления.

Помимо предложенной трёхконтурной модели, на УНПП "Молния" разработана и предложена методология автоматизации, основную идею которой составляет эволюционный подход к построению единой автоматизированной системы менеджмента качества. Начало разработки было положено с разработки на MS Access пилотного проекта первого контура управления - "контура внутренних проверок", который постепенно совершенствуется и уже вплотную подошёл к переходу на Oracle. Одновременно с этим ведутся работы по использованию проектных решений наработанных при автоматизации "контура внутренних проверок" для автоматизации "контура оперативного менеджмента", составлен план и общие технические требования к пилотному проекту автоматизации и "контура отчётности".

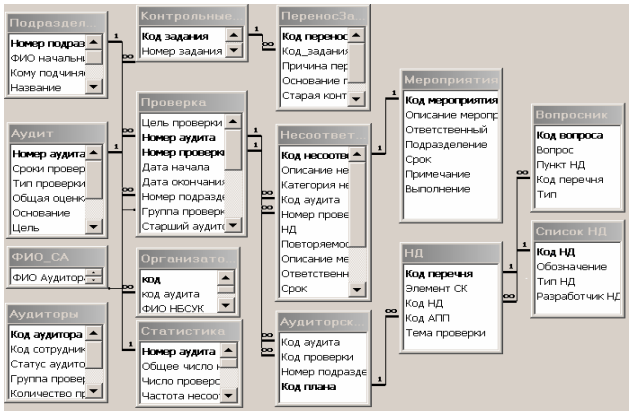


Рис. 3. Схема данных в MS Access для базы данных аудитов

Между тем на основании таблиц базы данных аудитов, созданной для автоматизации первого контура управления, создаётся база данных отдела кадров «Сотрудник», закончена и внедряется база данных контроля исполнения документов, ведутся работы над АРМ инженера испытательной службы и рассматриваются модели АРМ главного контролёра.

В дальнейшем, следуя положениям концепции, предстоит интегрировать совокупность всех подсистем в единую на основе СУБД Oracle. Задачу обработки и представления информации руководству предполагается решать с помощью метода автоматизированной оценки показателей качества в системах управления качеством предприятий авиастроения [3] или [6].

Таким образом, концепция поэтапного внедрения информационных технологий для поддержания системы менеджмента качества и комплексной автоматизации предприятия, нашедшая отражение также в работе [5], позволяет решить две важнейшие проблемы авиастроения – управление качеством продукции и внедрение информационных технологий на предприятии. Сегодня на УНПП «Молния» – завтра на Вашем предприятии.

Литература

1. http:\\www.cals.ru – Официальный сервер НИЦ «CALS».

2. ГОСТ Р ИСО 9001-2001 Система качества. Требования.– М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001.

3. Куликов Г.Г., Погорелов Г.И., Конев К.А. Использование статистических методов оценки качества в информационной системе // Теоретическая информатика: Сб.: От теории к практике.– Уфа: УГАТУ, 2000.- С. 12-17.

4. Методология IDEF0. Функциональное моделирование.- М.: Метатехнология, 1993.- 31 с.

5. Погорелов Г.И. Автоматизированный комплекс доводки и испытаний цифровых САУ МСУ самолётов. Дис… канд. техн. наук.- Уфа, 2003.

6. Погорелов Г.И., Конев К.А. О методе автоматизированной оценки показателей качества в системах управления качеством предприятий авиастроения // Управление в сложных системах: Сб. науч. тр.– Уфа: УГАТУ, 2002.- С. 17-21.

Поступила в редакцию 22.06.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 623.62(4) + 629.7.064

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТОК СИСТЕМ ЗАЩИТЫ САМОЛЕТОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ ОТ ТЕРРОРИСТИЧЕСКИХ ПУСКОВ РАКЕТ С ТЕПЛОВЫМИ ГОЛОВКАМИ САМОНАВЕДЕНИЯ

В.В. Кулалаев, канд. техн. наук, доцент, А.В. Кулалаев, науч. сотр.,
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ,
П.О. Науменко, канд. техн. наук, генеральный директор ХГАПП,
г. Харьков, Украина

Рассмотрены состояние и перспективы развития в мировой практике разработок систем защиты самолетов и вертолетов гражданской и транспортной авиаций от переносных зенитных ракетных комплексов (ПЗРК) с тепловыми головками самонаведения (ТГС). Представлена классификация, типы и эффективность разработанных средств защиты, отмечена ценовая политика фирм-разработчиков. Приведены перспективные научно-технические направления по созданию систем защиты самолетов гражданской авиации от ПЗРК с ТГС.

Общие положения

В связи с разработкой надежных и скрытных (пассивных) систем инфракрасного (ИК) наведения ракет классов «воздух-воздух», «воздух-земля», «земля-воздух» на теплоизлучающие наземные и воздушные цели со средины прошлого века в обстановке повышенной секретности, начиная с 1970 года во многих развитых странах ведется активная разработка систем защиты от их применения [1 – 10]. События, происходящие в районах локальных конфликтов, потери транспортной авиации в Южной Африке, в том числе и лизинговых самолетов Украины, особенно попытка террористов сбить израильский авиалайнер Боинг-757, с 267 пассажирами на борту, в Кении ПЗРК «Стингер» в ноябре 2002 года, ясно показали, что начался новый виток использований ПЗРК с ТГС террористами. По подсчетам специалистов в руках террористических группировок на сегодняшний день находятся около 60 тысяч ПЗРК с ТГС типа «Стингер» производства США и др. стран. Отмечается, что это ПЗРК первого поколения, которые имеют очень низкую цену и могут быть применены в любое время [9, 10].

Анализ последних достижений, классификация и типы средств ИК – защиты

Классификация систем ИК - защиты различных типов летательных аппаратов (ЛА), которые создают искусственные ИК - помехи: пассивные и активные маскирующие, имитирующие и поражающие приведена на рис. 1.

В табл. 1 представлены разрабатываемые или находящиеся на вооружении авиации стран НАТО систем активных ИК-помех. Информация взята из анализа данных источников иностранной литературы [11 – 26].

Представленные данные и материалы на рис.1 и табл. 1 показали, что разработкой систем ИК - защиты заняты страны Европы, такие как: Франция, Германия, Италия, Швеция, Голландия, Дания, Норвегия, Греция, Швейцария, Испания. Активные разработки также ведутся в России, Китае (с 1990 года), Японии, Израиле [5], Украине (с 1976 года), где наработан большой научно-технический и опытно-конструкторский опыт создания систем ИК - защиты. Работы выполнялись по решениям Правительства СССР до 1991 года, в дальнейшем научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы выполнялись независимо в России и в Украине. По данным источника [5] страны НАТО выделяют огромные средства на разработку систем защиты ЛА в радио и ИК - диапазоне. Только на разработку устройства предупреждения о лазерном облучении выделено в 1989 году 1600 млн. фунтов стерлингов. Таким образом, целью данной статьи является систематизация разработок систем ИК - защиты ЛА от ПЗРК, (ЗРК) с ТГС в мировой практике, оценка их эффективности, ценовой политики фирм-производителей и определение приоритетных научных направлений создания указанных систем.

Таблица1

Созданные и разрабатываемые системы ИК- защиты самолетов и вертолетов от ПЗРК с ТГС

	Тип системы	Фирма-изготовитель	Защищаемые ЛА	Источник помехового ИК - излучения	Размещение	Вес, кг
1.	AN/AAQ-4	Hallierafters	C-5A, EB-66,RF-4C	Цезиевая лампа	На объекте	63,5
2.	AN/AAQ-8	Hallierafters	F-4,A-7Д	Цезиевая лампа	Подвесной контейнер	106,5
3.	AN/ALQ-104	AVCO	Самолеты	Цезиевая лампа	Контейнер	-
4.	AN/ALQ-123	Electro-optical Systems Loral	A-4M, A-7, F-4, A-6, A-3,F-14, F-15, F-16, F/A-18A	Цезиевая лампа	Контейнер	170
5.	AN/ALQ-107	AVCO	Вертолеты	Цезиевая лампа	На объекте	-
6.	AN/ALQ-132	Sanders Assotiates	A-10, OV-10, C-130, OV-1D, CH-47	Нагреваемое продуктами сгорания (ПС) твердое тело	Контейнер	56,5
7.	AN/ALQ-140	SandersAssotiates	F-4	Электронагревательный элемент	На объекте	-
8.	AN/ALQ-144	Sanders Assotiates	AH-1, VH-1, AH-64, VH-60, EH-1, EH-60	Электронагревательный элемент	На объекте	12
9.	AN/ALQ-147 AN/ALQ147A(V)1	Sanders Assotiates	OV/RV-1D, F-18	Нагреваемое ПС твердое тело	Контейнер	-
10.	10 AN/ALQ-157	Loral	CH-46, CH-47, CH-53	Цезиевая лампа	На объекте	88
11.	11 MIRT	Northrop	C-10	Цезиевая лампа	На объекте	34
12.	Defender	Loral	C-10	Цезиевая лампа	На объекте	-
13.	Challenger	Loral	AH-1, VH-1, OH-58, O-2, AH-64,HH-60D, OH-60, A-129	Цезиевая лампа	На объекте	-
14.	Matador	Loral	DC-10,Boeng-747,737,727	Цезиевая лампа	На объекте	
15.	AN/AAQ-24	Northrop Grumman	VIP-самолеты	Лазерная «пушка»	На объекте	160
16.	AERO-GEM	RAFAEL	Вертолеты	Импульсная пушка	На объекте	~45
17.	Britening	RAFAEL	VIP-самолеты	ИК - излучения, Импульсная пушка, ИК - излучения (возможен ИК - лазер)	На объекте	~150
18.	«Иртыш» (RUS) (Л166-С1	-	Самолеты СУ-39, СУ-25Т(RUS)	Энергонагревательный элемент	На объекте	~60
19.	Л166В1АЭ (RUS) «ЛИПА»	-	Вертолеты Ми-8МТ, Ми-17, Ми-24 и др.	Электронагревательный элемент	На объекте	~40
20.	**«САПЭКС» (UA)	InterTEC	VIP-самолеты, вертолеты	Газодинамический ИК - излучатель	На объекте, возможно контейнерное размещение	~(40-120)

*- обозначение ЛА, принятое в НАТО;

**- система ИК - защиты, основанная на пространственном смещении теплового образа объекта наведения по заданной траектории и угловой скорости перемещения (разрабатываемых в Украине).

Рис. 1. Классификация систем защиты ЛА на базе искусственных организованных ИК - помех

* - концептуально новые системы искусственных организованных ИК-помех, впервые предложенные украинской фиромой “Inter TEC”

Принципы действия и состав систем ИК-защиты

Из анализа работ [1…26] следует, что системы ИК - защиты ЛА от ПЗРК с ТГС состоят из следующих блоков и конструктивных элементов:

- блок обнаружения пусков ПЗРК с ТГС;
- блок обработки координат пусков (микропроцессорный блок);
- блок следящей системы за траекторией движения ракеты;
- блок оповещения пилотов ЛА о пуске ПЗРК типа «земля-воздух» или ЗР «воздух-воздух» ближнего радиуса действия;
- блок управления - координатник ИК - помехового прожектора (источник мощной ИК - вспышки или лазерная «пушка») для ослепления ТГС, срыва захвата и сопровождения цели самонаведения.

Начиная с 1992 года, на авиасалоне в Абу-Даби, демонстрируются некоторые системы ИК - защиты, но только в 2003 году на авиасалоне в Ле-Бурже, Франция, впервые представлены системы для защиты самолетов гражданской авиации фирмами «ELTA», «RAFAEL»-Израиля, Northrop Grumman –США, Англии – это системы RAFAEL Introduces BRITENING, AERO-GEM (защита вертолетов) и изделие AN/AAQ-24(V) Nemesis Transmitter with Viper TM LAZER ссоответственно. Системы BRITENING и AN/AAQ-24(V) предназначены для защиты VIP-самолетов: Боинг-747, 777, 757, Airbus-A380.

В системе ИК - защиты фирмы Northrop Grumman для вывода из строя ТГС (срыва сопровождения) использован ИК - лазер, при этом расширен класс ракет с ТГС, от которых производится защита. К ним относятся ракеты класса «воздух-воздух» последнего поколения: «ASRAAM»; «MICA»; «RAFAEL» и др.

Все, без исключения, системы ИК - защиты используют бортовую электроэнергию ЛА мощностью 10…15 кВт и выше. Потребляемая мощность ИК - лазера не указывается [19 – 24].

Эффективность созданных и разрабатываемых систем ИК – защиты

В доступных источниках и рекламных документах [11 – 26] указываются положительные результаты испытаний (условия проведения отсутствуют). Эффективность систем ИК - защиты в реальных условиях пусков ПЗРК с ТГС по самолетам и вертолетам не определена и носит, в основном, рекламный характер. Следует отметить, что система ИК - защиты «САПЭКС» (UA) прошла положительные полевые испытания в условиях реальных пусков ПЗРК типа «Игла», где были полностью подтверждены научные положения и научно-технические решения, положенные в основу разработки системы ИК - защиты. Из серий 5-ти пусков была определена вероятность защиты самолетов и вертолетов различных типов равная (P = 0,7…0,96).

Ценовая политика фирм-разработчиков систем ИК – защиты

Фирма «ELTA» (Израиль) объявила ожидаемую цену системы радиообнаружения пусков ракет в 200-300 тыс. долл. США. Универсальная система обнаружения и оповещения пилотов в радио и ИК - диапазоне оценена для самолета Боинг-757 в 1 млн. 200 тыс. долл. США. Остальные фирмы цену систем ИК - защиты не указывают. По сведениям открытых источников [10] она составляет не менее

3 млн. долл. США, как указано - это нижняя граница стоимости. Предлагается стоимость системы ИК-защиты оценивать по стоимости класса защищаемых VIP-самолетов (например, Боинг-747 – 3 млн. долл.США или не более 1,5% от его стоимости).

Сравнительный анализ параметров систем ИК – защиты

Для анализа проведем сравнение системы «САПЭКС» (UA), разрабатываемой фирмой «Интер-ТЕК» (Украина) с системами фирм «RAFAEL». и NORTHROP GRUMMAN (AN/AAQ-24(V))/

Состав системы «САПЭКС» (UA):

– ИК-прожектор, на базе газодинамического теплогенератора [27, 28], с силой ИК-излучения в оптическом рефлекторе (по оси) 2000-4500 Вт/ср в заданном диапазоне длин волн, расход воздуха (60…100) 10^{-3}, кг/с, керосина авиационного ТС-1 (2…6) 10^{-3}, кг/с, ресурс: от 50 до 200 часов до регламентной замены в составе системы;

– модульная оптическая система пространственного смещения теплового образа цели самонаведения на базе нелинейного модулирования мощного ИК - помехового излучения со 100% глубиной модуляции;

модуляции;

– блок автономного автоматического управления и контроля рабочих параметров системы ИК - защиты.

Ожидаемые преимущества системы «САПЭКС» (UA):

1. По составу:

– отсутствие системы оповещения пилотов о пуске ПЗРК с ТГС (радио- и лазерного облучения);

– отсутствие следящей системы за траекторией движения ракеты и бортового устройства расчета координат;

– отсутствие дорогостоящей лазерной ИК-«пушки» с координатником поворота системы в 4-х степенях свободы.

2. По эффективности:

– создание универсальных ИК-помех системам наведения ракет с тепловизионными и ИК-ТГС класса «земля-воздух», «воздух-воздух»;

– непрерывная автономная работа системы ИК-защиты в автоматическом режиме без участия пилотов на протяжении всего времени полета защищаемого ЛА;

– стационарные полевые испытания в условиях реальных пусков ПЗРК с ТГС показали приемлемую вероятность защиты (P=0,7…0,96), в зависимости от типа защищаемого ЛА.

3. По предлагаемой цене системы ИК - защиты «САПЭКС»(UA):

- ожидаемая цена системы «САПЭКС»(UA) на порядок ниже цен систем ИК-защиты фирм «RAFAEL» - Израиль и NORTHROP –США, Англия.

4. Система «САПЭКС»(UA) может быть адаптирована к различным климатическим условиям, технологически просто устанавливается на ЛА различного назначения и не оказывает существенного влияния на его тактико-технические характеристики.

Выводы

1. В настоящее время не созданы универсальные, простые, эффективные и недорогие системы ИК-защиты ЛА различных типов и назначения от ЗРК с тепловизионными и ТГС [10].

2. На мировом рынке интенсивно развиваются и исследуются новейшие технологии создания универсальных средств ИК - защиты ЛА от ПЗРК «земля-воздух» типа «Стингер» и др. для защиты самолетов гражданской и транспортной авиаций от террористических пусков. Среди ведущих фирм (по представленным экспонатам авиасалона Ле-Бурже-2003, Франция:

– «ELTA» и «RAFAEL»- Израиль;

– NORTHROP GRUMMAN -(США, Англия);

– «KAWASAKI»- Япония.

3. Созданные и разрабатываемые странами НАТО системы ИК - защиты самолетов и вертолетов гражданской авиации имеют высокую стоимость с нижним пределом в 3 млн.долл. США [10].

4. Все, без исключения, последние разрабатываемые, с 1990 года, системы ИК - защиты ЛА от ПЗРК с ТГС потребляют бортовую электрическую энергию от 10. до 15 кВт и выше, являются энергоемкими и обладают большой массой [5…9].

5. Данные по эффективности разрабатываемых средств ИК - защиты ЛА в реальных условиях террористических пусков ПЗРК с ТГС отсутствуют и носят в основном рекламный характер.

6. Судя по представленным системам ИК - защиты VIP-самолетов, указанных выше, фирмами на авиасалоне Ле-Бурже-2003, разрабатываемая в Украине система «САПЭКС»(UA) имеет исключительные преимущества по эффективности (P = 0,7-0,96), отвечает международным стандартам по интеллектуальной собственности и обладает конкурентоспособной ценой.

7. Основываясь на данных литературных источников [1…28] приоритетным научным направлением создания эффективных систем ИК - защиты, по-видимому, следует считать системы с ИК - помеховым прожектором на базе газодинамического теплогенератора, наиболее мощного по силе ИК - излучения в заданном диапазоне длин волн в 2000-4500 Вт/ср.

8. Рекомендуется использовать нелинейный способ модулирования мощного ИК - помехового излучения с 100% глубиной для пространственного смещения теплового образа цели наведения по заданным координатам и угловой скорости.

9. Необходимо объединение научных и хозяйственных сил для продвижения разрабатываемой в Украине системы ИК - защиты от ПЗРК с ТГС

«САПЭКС»(UA) на международный рынок для защиты самолетов гражданской и транспортной авиации.

Литература

1. Средства противодействия оптико-электрическим системам информации и наведению оружия США // Бюлл. Новости зарубежной науки и техники, 1975, № 6.– С. 21-27.
2. Тонин И. Борьба с электронно-оптическими средствами // Зарубежное военное обозрение.- 1976.- № 10 - №11.- С. 23-27.
3. Розанов В. Авиационные средства противодействия ракетам с ИК-головками самонаведения // Зарубежное военное обозрение, 1977.- №7.– С. 61-64.
4. Розанов В. Новые авиационные средства противодействию ракетам // Зарубежное военное обозрение.- 1979.- № 5.– С. 56-58.
5. Разработка бортовых средств РЭБ в Европе // Бюлл. Новости зарубежной науки и техники.- 1989.- № 14.– С. 8-23.
6. Каваносян С.В., Рудаков И.А.. Черей Г.И. Анализ основных факторов влияющих на развитие зарубежных ракетных комплексов (обзор).- М.: ЦНИИмам, 1995.– 75 с.
7 Афинов В. Новое направление развития западных РЭП индивидуальной защиты самолетов // Зарубежное военное обозрение.- 1999.- № 7.- С. 19-21.
8. Афинов В. Станции РЭП индивидуальной защиты американских военных самолетов // Зарубежное военнное обозрение.- 1999.- № 2.- С. 24-27.
9. Краснов А. Как бороться с терроризмом ? // Зарубежное военное обозрение.- 1999.- № 8.– С. 9-13.
10. Семенов А. Защита гражданских самолетов от зенитных ракет // Зарубежное военное обозрение.- 2000.- № 2.- С. 35.
11. Aviation Week, 27/I.- 1975.- Vol. 102, № 4.- P. 88-92, 95.
12. Aviation Week, 6/VI.- 1983.- Vol.118, №23.- P. 25.
13. Инфракрасные приборы противодействия. Информационные материалы фирмы NORTHOROP.
14. The Ultimate Distraction. Информационные материалы фирмы Horal electro-optical System.
15. Richardson, Northrop ECM: from B-1b to F-5E; FLIGHT International, 4 sept.- 1982.- P. 683-684, 693.
16. Flight International.- 1986.- №11 October.- P. 10.
17. Aviation Digest.- 1979.- № 10 October.
18. Israel Defense Industries. The Aurora group. www.tat-industries.com.
19. ShowNews. Paris Air Show. Sunday, june, 15. 2003.- P. 35.
20. Aviation Week (Spase technology), www.Aviation.com/awst, june 16, 2003.- P. 46.
21. RAFAEL, Armament Development Authority Ltd, информационный материал, www.rafael.co.il.
22. An/AAQ-24(V), Nemesis Transmitter with viper TM-LASER. Northrop Grumman, информационный материал.
23.http:/www.northrnm.com/tech_cd/es/es_direm.html.
24. Aero-GEM, RAFAEL smart and to the point, информационный материал, www.rafael.co.il.
25. WEB-страница интернет: http://www.znt.ru.
26. Авиасалон. П. Бутовски / Гданьск (Польша), А.Н. Ларинов / «АиВ», пер. с польского И.Д. Радченко.- К., 1992.– С. 34-37.
27. Кулалаев В.В. Проблемы создания газодинамических нагревательных устройств в системах летательных аппаратов // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1995.– С. 33-39.
28. Патент №50800 від 20.07.2001 (України). Газодинамічний інфрачервоний випромінювач / В.В. Кулалаєв, П.О. Науменко, А.В. Кулалаєв (Україна), Опубл. Бюл. № 11.– 15.11.2002.

Поступила в редакцию 05.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.В. Соловей, институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного, г. Харьков; канд. техн. наук, доц. Ю.А. Гусев, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.45.017

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ НОРМ ЛЕТНОЙ ГОДНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ

Ю.А. Ножницкий, д-р техн. наук, В.К. Куевда, канд. техн. наук, М.Ф. Мокроус, канд. техн. наук,
ФГУП ЦИАМ им. П.И.Баранова,
А.Н. Кузнецов, В.В. Гатин, канд. техн. наук, В.С. Хромов, Авиационный регистр МАК, г. Москва, Россия

Совершенствование Норм летной годности (НЛГ) двигателей, проводимое на основе обобщения отечественного и зарубежного опыта разработки, сертификации и эксплуатации двигателей с использованием сформированного научно-технического задела, является одним из важнейших условий повышения безопасности полетов [1]. При этом большое значение имеет гармонизация отечественного и зарубежного подходов к сертификации.

В соответствии с Решением Исполкома НЛГ от 29 июня 2001 г. о проведении работ по новому изданию НЛГ, ЦИАМ совместно с ГосНИИГА и Авиарегистром МАК была разработана и представлена на утверждение новая редакция отечественных Норм летной годности маршевых двигателей (АП-33) с изменениями и дополнениями для гармонизации с требованиями зарубежных Норм FAR-33, JAR-E по состоянию на октябрь 2002 г.

В процессе этой работы обобщен опыт разработки и применения Норм летной годности авиационных двигателей [2, 3]. За прошедшее время сертифицированы по АП-33 следующие отечественные и зарубежные авиационные двигатели: ТВД-20, Д-436 (Т1, ТП), ТВ3-117ВМА-СБМ1, GE-90, BR-715 и др. Выявлены отличительные особенности требований Норм летной годности двигателей, связанные как с исходными отличиями в подходах, так и с появлением в зарубежных нормах новых требований в 1994-2001 гг. В частности, в FAR-33 и JAR-E были введены изменения и дополнения по птицестойкости, попаданию воды и некоторым другим вопросам. Международной организацией гражданской авиации (ИКАО) сформулированы дополнительные требования к безопасности полетов.

Основными изменениями и дополнениями в новой редакции АП-33 являются:

– исключение чрезвычайных режимов для самолетных двигателей, введение дополнительных требований к чрезвычайным режимам работы вертолетного двигателя и эксплуатационным ограничениям (33.7);

– уточнение перечня отказов с опасными последствиями (33.75);

– ужесточение требований к проверке двигателя при попадании посторонних предметов (33.76, 33.77, 33.78);

– уточнение требований к проверке прочности роторов (33.19, 33.27) и исследованию вибрационного состояния двигателя (33.63, 33.83);

– введение требований к электрическим и электронным системам управления двигателя (33.28).

Новая редакции Норм летной годности двигателей обеспечивает повышение конкурентоспособности отечественных двигателей на мировом рынке.

Литература

1. Ножницкий Ю.А., Куевда В.К., Мокроус М.Ф. Сертификация авиационных двигателей. «ЦИАМ 1980 – 2000. Научный вклад в создание авиационных двигателей». Кн. 1.- М.: Машиностроение, 2000.- С. 669-674.

2. Нормы летной годности транспортных самолетов СССР (НЛГС-3).- 1984.

3. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов (АП-33).- 1994.

Поступила в редакцию 08.06.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент К.Б. Трофимов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 681.5.

ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ

Ю.Ф. Басов, Главный конструктор,

А.Ю. Басов, начальник отдела САПР УГК,

В.Ф. Цыкура, зам. нач. управления, Главный конструктор по проектированию,

Е.Д. Кулиш, инженер конструктор УГК,

ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье, Украина

На сегодняшний день отрасль авиадвигателестроения представляет собой единую интегрированную систему высокотехнологичного производства и современной технологии проектирования. То есть для обеспечения конкурентоспособности предприятия – разработчика как на внутреннем, так и на мировом рынке - необходимо обеспечить не только высокое качество продукции, но и не менее высокое качество конструкторской документации. Этого можно добиться только путем перехода на безбумажную технологию (в обозримом будущем) и освоением CALS – технологии (Continuous Acquuisition and Life-cycle Support – непрерывная информационная поддержка жизненного цикла изделия). Эта технология подразумевает использование единого информационного пространства на всех этапах жизненного цикла изделия – от его проектирования до изготовления и эксплуатации.

Компонентами этой технологии являются:

– системы автоматического проектирования (САПР) различных уровней;

– полный электронный макет изделия;

– система управления проектными данными (PDM);

– система технического электронного документооборота (TDM);

– автоматизированная система технологической подготовки производства;

– измерительно – вычислительная система доводки двигателя;

– система управления предприятием.

Все эти компоненты активно внедряются на сегодняшний день на ОАО «Мотор Сич».

Наибольший интерес с конструкторской точки зрения представляет опыт использования этих систем на примере проектирования вспомогательного газотурбинного двигателя (ВГТД) нового поколения МС-2 (рис. 1, 2).

Вспомогательный ГТД МС-2 - двухвальный газотурбинный двигатель с приводом вспомогательного компрессора от свободной турбины. Предназначен для использования в составе вспомогательной силовой установки пассажирского самолета Ан-148 и других самолетов различного назначения. Используется для генерирования сжатого воздуха, для запуска маршевых двигателей, а также для системы кондиционирования самолета и для привода электрического генератора.

В результате выбора программных комплексов в качестве САПР в конструкторском бюро (КБ) Управления Главного конструктора (УГК) внедрили связку UNIGRAPHICS – Solid Edge – AutoCAD. Интегрирование этих систем позволяет оптимально использовать преимущества этих систем при проектировании сложных узлов и деталей ГТД. На сегодняшний день UNIGRAPHICS является одной из самых мощных систем CAD/CAM/CAE с трехмерным моделированием. Использование этой современной системы вместе с PDM обеспечивает поддержание всего жизненного цикла изделия, начиная от концептуального дизайна и проектирования, подготовки производства, выполнения инженерного анализа до управления всем проек-

том изготовления изделия, технической поддержки и консалтинга.

В системе UNIGRAPHICS производится разработка наиболее сложных узлов и деталей, входящих в состав ГТД. Это корпуса сложной пространственной формы, диски центробежных компрессоров, лопатки и другие детали сложной конфигурации.

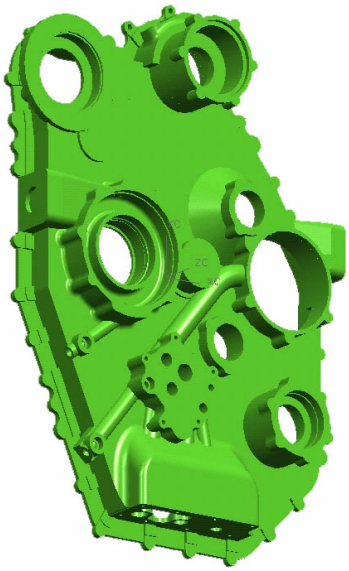


Рис. 1. Корпус передний коробки приводов ВГТД МС-2

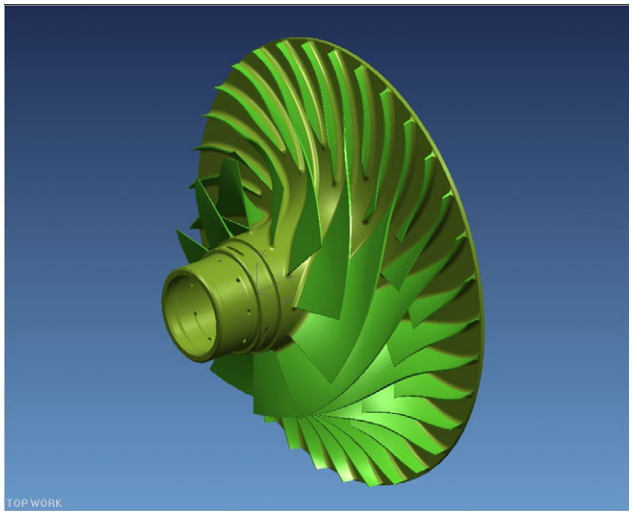


Рис. 2. Колесо центробежного компрессора ВГТД МС-2

В системе UNIGRAPHICS также осуществляются сборка сложных узлов и общая сборка макета двигателя (либо всего двигателя в целом). Однако не смотря на все преимущества, система не полностью отвечает требованиям конструктора и не может успешно использоваться при проектных работах без легких и средних САПР. Одним из недостатков является отсутствие чертежного модуля, полностью отвечающего требованиям ЕСКД. Ко всему - система достаточно дорога, имеет высокие требования к аппаратному обеспечению и требует значительных затрат времени и средств на освоение ее персоналом. Да и опыт предприятий, давно работающих с использованием САПР показал, что лишь 17-20% разработок при проектировании требуют применения систем такого класса, как UNIGRAPHICS.

Более простые задачи решаются с помощью «средних» САПР – таких, как Solid Edge и AutoCAD.

На сегодняшний день в Управлении Главного конструктора внедряется программный комплекс, схематично показанный на рис. 3.

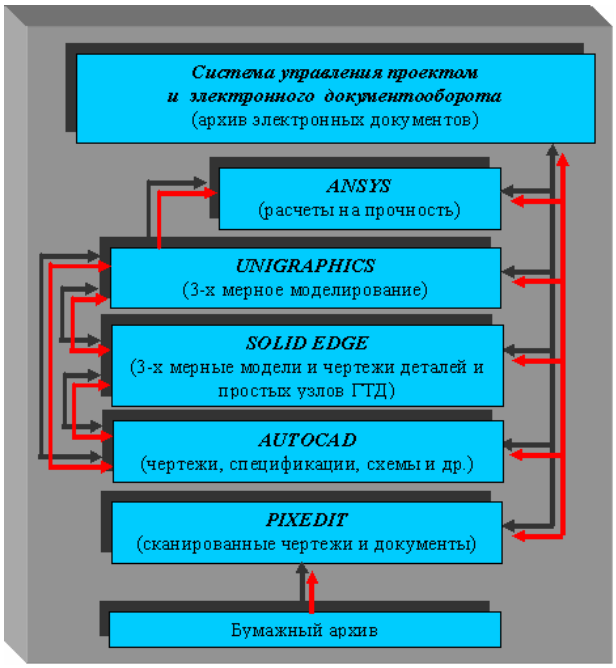


Рис. 3. Схема программного комплекса, внедряемого в УГК на ОАО «Мотор Сич»

Система управления проектом и электронного документооборота должна решать целый ряд задач в области хранения, систематизирования, обработки информации, а также вести контроль на всех стадиях проектирования, внедрения, внесения изменений в КД. К архиву электронных документов как части сис-

темы должны предъявляться следующие основные требования:

– Обеспечение надежного хранения любого вида электронных документов.

– Авторизирование прав доступа, регистрация сеансов пользователей и т.д.

– Поддержка соответствия электронного документа его бумажному аналогу, т.е учет и проведение изменений в электронной копии.

– Наличие системы быстрого поиска по любому из критериев документов цепи, описанной в информационной модели системы. Формирование отчетов в соответствии с нуждами конечных пользователей (настраиваемые отчеты), а также при необходимости формирование бланков отчетности на основании выбранных из системы данных в соответствии с СТП и ГОСТами, действующими на предприятии.

– Интеграция с действующими на заводе системами САПР.

В этой схеме под системой управления проектом и электронного документооборота не подразумевается ни одна из существующих систем. На данном этапе мы находимся на стадии принципиального выбора метода и программных средств внедрения подобного рода системы. Есть три основных пути выбора и внедрения систем электронного документооборота и управления проектом:

1. Готовые системы (например SEARCH, линейка систем TEAMCENTER). Их достоинством являются гарантия производителя, сертифицированность, техническая поддержка. Недостатки - неполнота решений, трудоемкий механизм интеграции с другими системами, плохая ориентация на нужды предприятия. Зачастую невозможность адаптации системы согласно действующим ГОСТам и СТП на предприятии и, как следствие, – необходимость внесения изменений в производственные процессы для успешного внедрения системы.

2. Собственные разработки. Достоинства – стопроцентное ориентирование на предприятие, низкие затраты, полное соответствие информационных процессов ГОСТам и СТП предприятия, гибкость при внедрении и сопровождении, полная интеграция с действующими на заводе системами. Недостатки – необходимость подготовки и сертификации специалистов, затраты времени на постановку задачи, создание и тестирование программных продуктов.

3. Доработка готовых систем под нужды предприятия. По нашему мнению, данный путь оптимален, так как позволяет добиться максимальной адаптации системы к нуждам предприятия при сохранении технической поддержки производителя и гарантии развития продукта в дальнейшем.

В области САПР, как видно из схемы программного комплекса, эффективно внедряются системы тяжелого (UNIGRAPHICS), среднего (Solid Edge, AutoCAD) проектирования.

То есть можно сделать вывод о правильности ориентации на использование при проектировании связки этих систем и их внедрении в КБ УГК. Это подтвердилось успешным выполнением проекта ВГТД МС-2.

На ОАО «Мотор Сич» и раньше проектировались объемные модели различных узлов и деталей ГТД. Работа по проектированию этих изделий велась от уже готового чертежа к 3-D модели в режиме освоения систем трехмерного проектирования.

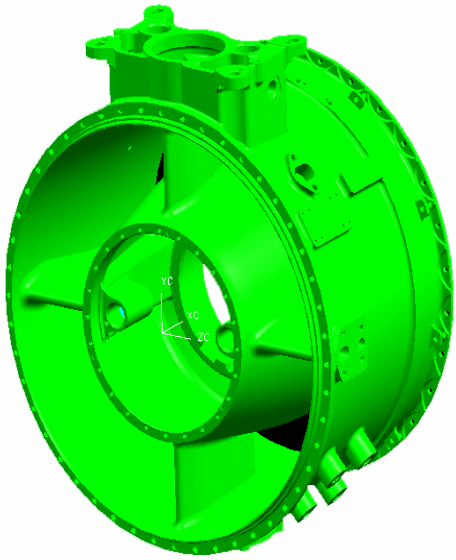


Рис. 4. Корпус первой опоры двигателя ВК1500- ВМ

Конструкторами УГК делались компоновки двигателя в среднем САПР Solid Edge (рис. 5).

И только проект вспомогательного ГТД МС-2 впервые в полном объеме был выполнен в системе трехмерного проектирования в режиме от 3-D модели к чертежу. Это позволило ускорить процесс проектирования, упростить процесс подготовки производства и изготовление оснастки, а также облегчить согласование конструктивных элементов двигателя с разработчиками самолета (АНТК «Антонов»).

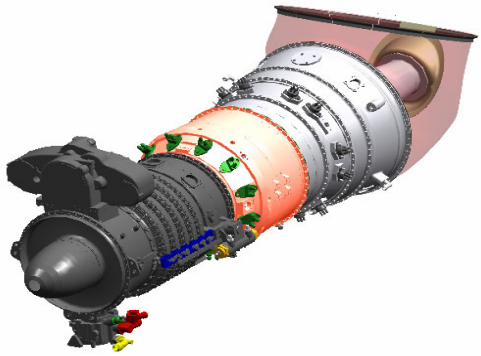


Рис. 5. Промышленный газотурбинный двигатель ТВ3-137 (компоновка создана в Solid Edge)

Проект с начала разработки и до сдачи документации для изготовления первого образца двигателя занял 9 месяцев. Газодинамические расчеты выполнялись собственным программным обеспечением группой газодинамических расчетов. Но благодаря расширенному интерфейсу UG возможно в дальнейшем выполнять расчеты с использованием специализированных пакетов для газодинамических расчетов (StarCD, CosmosFlow). В настоящее время прорабатывается возможность приобретения данных программ.

При проектировании двигателя еще на этапе эскизного проекта был создан габаритный макет двигателя. Макет двигателя МС-2 представлен на рис. 6.

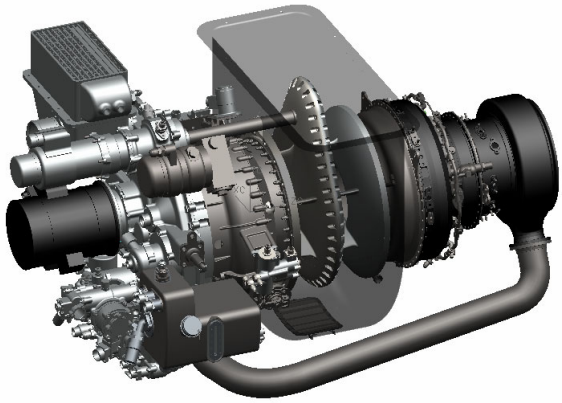


Рис. 6. Габаритный макет вспомогательного ГТД МС-2

Выполнением габаритного электронного макета двигателя МС-2 решались следующие задачи:

1. проверка правильности размещения узлов и агрегатов двигателя. Так, уже при создании электронного макета была оптимизирована конструкция запроектированной коробки приводов: путем переноса датчиков измерения оборотов турбины газогенератора (ДТА-15) был сокращен длиновой размер двигателя. Благодаря сочетанию в UNIGRAPHICS традиционного принципа геометрического моделирования с параметрическим проектированием исходная конструкторская документация коробки приводов была быстро уточнена еще на стадии разработки конструкторской документации для опытного образца;

2. благодаря наглядности макета удалось оптимизировать размещение неприводных агрегатов на коробке приводов;

3. электронный макет, выполненный в системе UNIGRAPHICS, был передан в АНТК им. Антонова для уточнения компоновки ВГТД МС-2 в отсеке ВСУ самолета Ан-148. Это позволило согласовать компоновку размещения двигателя еще до выполнения натурного габаритного макета. В перспективе возможно полностью исключить на этапе эскизного и технического проекта натурное макетирование изделия;

4. определение момента инерции двигателя относительно его центральных осей и центра тяжести;

5. формирование фотореалистичного изображения видов двигателя для оформления патента на промышленный образец.

Существенным преимуществом является также и то, что выполнение объемной модели детали позволяет еще на этапе проектирования оценить технологичность детали. Так, при проектировании рабочего колеса вспомогательного компрессора ВГТД МС-2 (рис. 2) после проработки с технологами была перенесена входная кромка короткой лопатки, что позволило при обеспечении необходимого припуска на мехобработку использовать при изготовлении колеса стандартный режущий инструмент.

Отделом САПР и проектными отделами ведется работа по созданию полного электронного макета вспомогательного ГТД МС-2. Все корпусные детали и больше 60% основных деталей уже выполнено в UG. Благодаря тому что система UNIGRAPHICS имеет интерфейс к специализированному программному пакету ANSYS, это позволило быстро выполнить поверочные расчеты на прочность основных деталей ГТД (дисков, валов, лопаток и корпусов) (рис. 7).

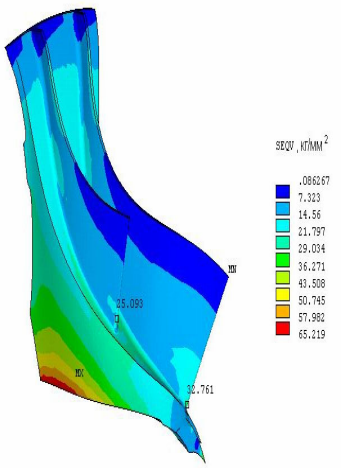


Рис. 7. Напряженно-деформированное состояние ($\sigma_{экв}$) колеса центробежного компрессора газогенератора ВГТД МС-2 (режим максимального отбора воздуха при загрузке генератора при $T_{вх}$ = +30°С). Расчет выполнен методом конечных элементов пакетом ANSYS.

Расчет деталей и узлов ГТД на основе единой геометрической модели значительно повышает точность и достоверность результатов расчета, сокращает время его выполнения.

Так, с помощью специализированного пакета ANSYS проводились расчеты на непробиваемость корпусов турбин при отрыве лопаток и расчеты на прочность дисков компрессоров и турбин ВГТД МС-2. Выполнение этих расчетов является обязательным в соответствии с требованиями АП-ВД для получения сертификата типа на вновь спроектированный двигатель. Это позволило еще на этапе предварительного проектирования оценить прочность основных деталей двигателя.

Даже не смотря на то, что проект выполнялся в режиме освоения и неполного использования возможностей объемного моделирования в UG, приблизительно в 2-3 раза были сокращены сроки проектных работ по сравнению с прошлыми проектами, выполненными конструкторами УГК (ТДА1000 или АТХ50/50).

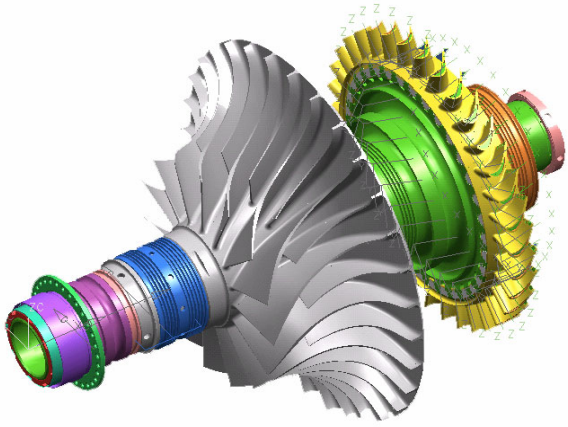


Рис. 8. Ротор газогенератора ВГТД МС-2

Существенно облегчается изготовление опытного образца двигателя за счет того, что выполненные в 3-D литые детали корпусов сразу были переданы технологам в УГТ для создания мастер-моделей для литья по выплавляемым моделям.

Кроме того, по требованию заказчика при изготовлении твердотельного макета ВГТД МС-2 некото-

рые агрегаты (АУ ВНА, АУ КПВ и т.д.) и даже промежуточные корпуса могут быть изготовлены с помощью LOM - технологии, что существенно ускорит время создания макета. Детали будут иметь достаточную для макета прочность.

Следует также отметить существенное улучшение качества конструкторской документации (КД). Применение 3-D моделирования снижает риск забраковки деталей из дорогостоящих материалов из-за возможной ошибки конструктора.

Эти положительные стороны в конструировании при внедрении САПР в конструкторском бюро УГК существенно снизили затраты на разработку проекта.

Однако выполненный проект поставил перед инженерами САПР и конструкторами ряд вопросов. В частности:

- необходимость формирования базы данных электронного макета ГТД, так как эффективная работа по формированию и использованию электронного макета изделия возможна в том случае, если данные по этому макету хранятся в единой базе данных разрабатываемого проекта и все взаимодействия по проекту осуществляются через нее. Например, на зарубежных предприятиях Pratt & Whitney, General Electric для этих целей внедрена система управления проектными данными IMAN, работающая совместно с UG.

– формирование электронного архива 3-D моделей деталей и узлов ГТД;

– обмен электронными данными с заказчиками и фирмами-поставщиками (как с зарубежными странами, так и со странами СНГ);

– внедрение процедуры «электронной подписи» конструкторов и руководителей всех уровней;

– социальные проблемы, неизбежно возникающие при переходе от проектирования на кульмане к проектированию за компьютером. Так, немолодые опытные конструктора, знания и конструкторский опыт которых очень необходимы при конструировании, довольно болезненно относятся к освоению компьютера, боясь какое-то время выглядеть перед многочисленными молодыми коллегами неопытными на начальных стадиях освоения программных продуктов.

Но благодаря огромному научно-техническому потенциалу предприятия и грамотной политике руководства в вопросе внедрения САПР и обеспечения КБ современной вычислительной техникой эти трудности будут преодолены. Подтверждением тому служат успехи при выполнении проекта ВГТД МС-2.

Литература

1. Опыт освоения лицензионного пакета твердотельного моделирования SOLID Works 2001 и одновременной разработки проекта двигателя для подвесного лодочного мотора мощностью 40 л.с. / В.А. Иванков, Е.П. Воропаев, О.О. Левандовский, А.С. Охапкин // Вестник двигателестроени».- 2002.- №1.- С. 16-18.

2. Беляев В., Чемия А. Современные технологии проектирования // Двигатель.- 2001.- №5(17).- С. 8-9.

3. Моисеев В. Как «раскрутить» турбину // Двигатель.- 2002.- №1(19).- С. 42-43.

4. Бадюков А. Современные информационные технологии на НПП «Машпроект» // Двигатель.- 2001.- № 6(18).- С. 22-23.

Поступила в редакцию 17.04.03

Рецензенты: зам. главного конструктора по САПР Г.И. Ансин, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье; д-р техн. наук, зав. каф. Технологии авиационных двигателей и машиностроения, профессор В.К. Яценко, Запорожский Национальный Технический Университет (ЗНТУ), г. Запорожье.

УДК 389.6:629.7.036

ОБ ОТРАСЛЕВЫХ СТАНДАРТАХ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

С.М. Степаненко, начальник отдела, В.В. Кокотина, инженер-конструктор 3-й категории,
В.Г. Харченко, зам. начальника НИО, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

В общей структуре государственной системы стандартизации [1] отраслевые стандарты являются одним из звеньев в иерархии стандартов и предназначены для регулирования специфических для данной отрасли вопросов выпуска продукции. На сегодня проектирование, производство и эксплуатация продукции авиационной отрасли в Украине ведется с использованием от 10 до 12 тысяч единиц нормативных документов (НД), из которых большинство было разработано еще во времена СССР. При этом отраслевые стандарты (ОСТ) составляют 45 % общего количества применяемых НД [2]. Схематически соотношение применяемых в авиационной отрасли НД показано на рис. 1. Сразу следует отметить, что в СССР все работы по стандартизации на союзном и отраслевых уровнях осуществлялись сетью головных и базовых организаций по стандартизации, почти половина которых располагалась в Москве и Московской области. В Украине же из более чем 1000 таких организаций находилось всего около 160 базовых и несколько головных организаций [3]. Центральные институты всесоюзного значения, которые выполняли функции головных отраслевых институтов по стандартизации в авиационной отрасли промышленности, такие, как Научно-исследовательский институт стандартизации и унификации (НИИСУ), Всесоюзный (ныне Всероссийский) институт авиационных материалов (ВИАМ), Всесоюзный (ныне Всероссийский) институт легких сплавов (ВИЛС), Научно-исследовательский институт авиационных технологий (НИАТ) – все они находятся в Москве. Эти институты продолжают работу по пересмотру, совершенствованию, продлению срока действия старых отраслевых стандартов и по созданию новых.

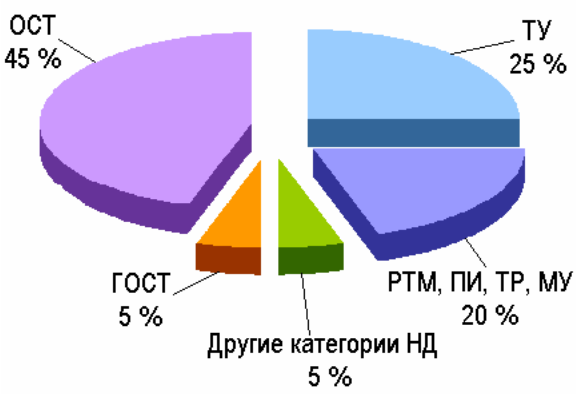


Рис. 1. Соотношение НД, применяемых в авиационной отрасли

За три последних года отношение к отраслевым стандартам в Украине и, в частности, в Министерстве промышленной политики Украины, в структуру которого входит ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко и другие предприятия авиационной отрасли, существенно изменилось. В феврале 2000 г. в Минпромполитики Украины был введен в действие отраслевой стандарт [4] на систему отраслевой стандартизации. Стандарт определяет основные требования к отраслевым стандартам, цели, принципы и объекты отраслевой стандартизации, категории НД по стандартизации и виды стандартов в системе Минпромполитики Украины. Стандартом устанавливаются головные организации по стандартизации (ГОС). Для авиационной и космической техники в качестве ГОС определено ОАО «УкрНИИАТ» (г. Киев).

17 мая 2001 года в Украине принят закон «О стандартизации». В этом законе отсутствует специально выделенное понятие – отраслевой стандарт. В Законе записано: «В зависимости от уровня субъекта стандартизации, который принимает или утверждает стандарты, различают:

– национальные стандарты, кодексы установившейся практики и классификаторы, принятые или утвержденные центральным органом исполнительной власти в сфере стандартизации, изданные им каталоги и реестры общегосударственного применения;

– стандарты, кодексы установившейся практики и технические условия, принятые или утвержденные другими субъектами, занимающимися стандартизацией [5].

Как видим, принятый в Украине закон «О стандартизации» ставит отраслевые стандарты в один ряд со стандартами предприятий, корпоративными стандартами и т.п. Тем не менее ГОС авиационной отрасли – УкрНИИАТ был разработан «Каталог отраслевых стандартов бывшего СССР, утвержденных до 1992 года, которыми пользуются предприятия и организации Государственного комитета промышленной политики Украины» [6]. Каталог включает в себя систематизированный перечень отраслевых стандартов бывшего СССР, состоящий из около 15 тысяч ОСТов (из них более 6 тысяч стандартов авиационной отрасли), срок действия которых в Украине продлен. Таким образом, возникла ситуация, когда украинские разработчики и изготовители авиационной техники, а также эксплуатирующие организации при сотрудничестве с российскими предприятиями и организациями будут сталкиваться с противоречиями. Противоречия возникнут (и уже возникают), когда действующий в Украине согласно [6] отраслевой стандарт не будет соответствовать переработанной российскими институтами по стандартизации новой версии того же стандарта или не соответствовать стандарту, введенному взамен применявшегося со времен СССР.

К сожалению, до настоящего времени не отрегулированы вопросы сотрудничества между Минпромполитики Украины и Росавиакосмосом в области обеспечения со стороны российских отраслевых институтов по стандартизации отраслевыми стандартами украинских партнеров по разработке, изготовлению и эксплуатации авиационной техники. Наиболее сложно обстоят дела с использованием в работе документов с грифом ограничения доступа. Отделом стандартизации нашего предприятия было отмечено, что при создании авиадвигателей и газотурбинных установок наземного применения применяется только часть из отраслевых стандартов авиационной отрасли, включенных в каталог [6]. И в то же время используется достаточно большое количество необходимых в работе отраслевых стандартов, не включенных в каталог [6], авторами и держателями подлинников которых являются российские институты по стандартизации (НИИСУ, ВИАМ, ВИЛС, НИАТ).

Естественно, возникает вопрос: целесообразно ли проводить в Украине независимую от России работу по актуализации отраслевых стандартов, вошедших в каталог [6], и по замене своими стандартами стандартов, на сегодня являющихся собственностью российских институтов по стандартизации? Ответ очевиден – украинская отраслевая стандартизация в авиадвигателестроении, развивающемся по пути кооперации с предприятиями и авиационными организациями России и других стран СНГ, должна опираться на многолетние достижения в этой области традиционных институтов по стандартизации, которые продолжают функционировать в России. Это позволит избежать наметившихся противоречий в сфере применения отраслевых стандартов, проводить согласованную политику в области отраслевой стандартизации, существенно сэкономить средства, необходимые на разработку и актуализацию стандартов только собственными силами. В бывшем СССР работы по стандартизации и пересмотр отраслевых стандартов осуществлялись согласно годовым планам и финансировались из государственного бюджета. И работа была проведена значительная. На рис. 2 показана динамика введения в действие отраслевых стандартов, используемых в настоящее время в авиационной промышленности [7]. Из рис. 2 видно, что с 1970 года введение в действие отраслевых стандартов стремительно возрастало. В 1976 – 1980 годах было введено в действие наибольшее количество отраслевых стандартов и составило 2000, с

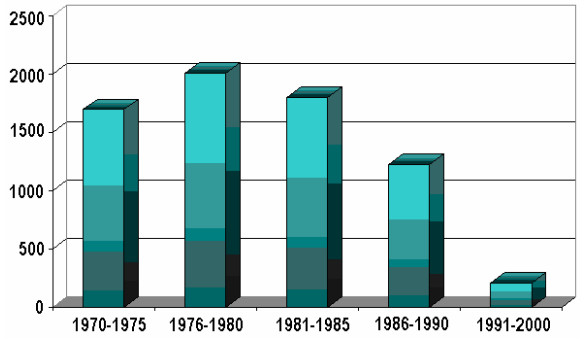


Рис. 2. Динамика введения в действие отраслевых стандартов, используемых в настоящее время в авиационной промышленности

1981 года началось снижение введения стандартов, в 1991 – 2000 годах произошло заметное снижение, и тем не менее работа по отраслевой стандартизации продолжалась и оживляется в настоящее время.

Работа по актуализации отраслевых стандартов, по созданию согласованной системы разработки, обеспечения и использования таких стандартов предприятиями и организациями стран, участвующих в кооперации по созданию и эксплуатации авиадвигателей и газотурбинных установок наземного применения, – это задача на ближайшую перспективу, на будущее. А как поступать в сложившейся на сегодня обстановке?

Оптимальным было бы заключение соглашения между Минпромполитики Украины и Росавиакосмосом о совместной работе над отраслевыми стандартами украинских ГОС и российских институтов по стандартизации. При отсутствии такого соглашения выход можно найти в заключении договоров на абонентское обслуживание конкретного украинского предприятия необходимыми отраслевыми стандартами, разработанными российскими институтами по стандартизации. В случае, когда нет возможности заключить договор на абонентское обслуживание, особое внимание следует уделять требованиям к используемым отраслевым стандартам, закладываемым при заключении контрактов (договоров) на разработку авиационной техники, при составлении технических заданий. Необходимо при составлении договоров на проведение работ по кооперации с предприятиями других стран специально оговаривать, что необходимые требования отраслевых стандартов будут излагаться соответствующей стороной в специально выпускаемых нормативных документах предприятия и передаваться контрагенту. Может быть оговорен вариант работы со стандартами, при котором необходимые требования из отраслевых стандартов будут без ссылок помещаться непосредственно в документах или в приложениях к ним. Еще один путь согласованной работы с отраслевыми стандартами – это путь, когда предприятие – соразработчик обязуется приобретать необходимые для совместной работы отраслевые стандарты своей страны и передавать их копии контрагенту на время проведения совместных работ на условиях абонентского обслуживания.

Таким образом, в отраслевой стандартизации в авиадвигателестроении должны быть решены вопросы актуализации имеющихся стандартов; вопросы использования единых стандартов предприятиями – партнерами из разных стран СНГ; вопросы беспрепятственного обеспечения стандартами всех заинтересованных сторон при создании, производстве и эксплуатации авиационных двигателей.

Литература

1. ДСТУ 1.0-93. Державна система стандартизації України. Основні положення.– Введ. 29.07.93.

2. Есаулова Г.П. Основные проблемы авиационной стандартизации // Технологические системы.– 2002.– №5.– С. 74 – 76.

3. Душенко Г.О. Практика технічного регулювання в галузях Мінпромполітики України // Технологические системы.– 2002.– №5.– С. 77 – 83.

4. ГСТУ 3-001-99. Галузевий стандарт України. Система галузевої стандартизації Міністерства промислової політики України. Основні положення.– Введ. 01.02.2000.

5. Закон України «Про стандартизацію». 17 травня 2001 року, № 2408-III.

6. Каталог галузевих стандартів колишнього СРСР, затверджених до 1992 року, якими користуються підприємства і організації Державного комітету промис-лової політики України.- В 2 ч.– К.: УкрНДІАТ, 2001.– 978 с.

7. Кривов Г.А. Технический комитет стандартизации «Стандартизация и нормативно-техническое обеспечение жизненного цикла продукции » – эффективный инструмент координации и гармонизации работ // Промышленный семинар «Технологии и стандарты единой информационной среды»: Тез. докл. (Запорожье, май 2003 г.).– Запорожье: CD.– 2003.- С. 17.

Поступила в редакцию 17.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, Гл. констр. О.Ф. Муравченко, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье; Гл. конструктор-директор В.А. Матусевич, ГП «ХКАБ», г. Харьков.

УДК 338.242.007.2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРСОНАЛОМ КОНСТРУКТОРСКОГО ПОДРАЗДЕЛЕНИЯ НПО «САТУРН» – РЕЗЕРВ ПОВЫШЕНИЯ ИННОВАЦИОННОГО ПОТЕНЦИАЛА ПРЕДПРИЯТИЯ

Э.А. Михайлова, канд. техн. наук, Н.А. Михайлова, студентка 4-го курса,

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева, г. Рыбинск, Россия

В основе качественных сдвигов, происходящих в современной экономике, лежит инновационная направленность развития производства. Современному промышленному предприятию принадлежит ведущая роль в обеспечении научно-технического прогресса, обновлении продукции и технологии, так как оно в первую очередь обеспечивает необходимую концентрацию финансовых, материальных, информационных и человеческих ресурсов. Крупные организации, промышленные фирмы способны реализовать долгосрочную стратегию инновационного развития, ориентированную на разнообразные потребности рынка.

ОАО «НПО «Сатурн» – один из лидеров российского газотурбинного двигателестроения, уделяет постоянное внимание инновационному развитию и на своем примере показывает, что внедрение новых наукоемких технологий в производство, а также их модернизация являются залогом существенного вклада в сохранение технического потенциала России.

Данная работа посвящена методам совершенствования управления персоналом на основе результатов исследования, проведенного в НПО «Сатурн», с целью более полной реализации инновационного потенциала предприятия.

Инновационный потенциал предприятия (ИП) – совокупность различных видов ресурсов: материально-производственные, финансовые, интеллектуальные, научно-технические и другие, необходимые для осуществления производственной деятельности. ИП предприятия представлен на рис. 1.

Целью деятельности в области управления ИП является перевод потенциала предприятия в состояние, достаточное для достижения стратегических целей.

Персонал является важной функциональной подсистемой предприятия и представляет собой ценнейший ресурс инновационного развития. И это закономерно, поскольку человеческий труд составляет активный

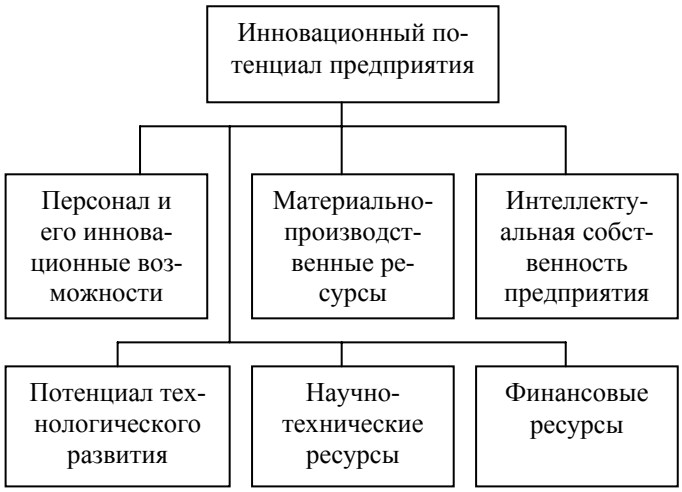


Рис. 1. Инновационный потенциал предприятия

элемент производства, а все остальные производительные силы выступают как пассивные участники производственного процесса, активизируемые человеком. Человеческий фактор играет центральную роль в интеллектуализации и информатизации производства. Он же является мощным резервом роста эффективности производства и развития предприятия.

В настоящее время предъявляются повышенные требования к усовершенствованию системы управления персоналом. В первую очередь, это касается крупных промышленных предприятий, наименее мобильных в рыночных условиях в силу специфики своей деятельности. Это в полной мере относится и к НПО «Сатурн», в одном из конструкторских подразделений которого проведен опрос сотрудников в количестве 30 человек. Объект исследования является типичным малым коллективом, вовлеченным в инновационную деятельность предприятия, которое среди организационных структур инновационного менеджмента гораздо мобильнее может воспринимать и генерировать новые идеи. Под организационной структурой менеджмента подразумевается совокупность научных, конструкторских, проектных, технологических и информационных подразделений (лабора-

торий, отделов, секторов, групп), осуществляющих основную творческую деятельность по созданию интеллектуального продукта – инноваций определенной специализации, а также производственных, вспомогательных и управленческих подразделений, обеспечивающих выполнение тематических планов НИОКР и реализацию созданных инноваций.

Успех новшеств в значительной степени определяется вовлеченностью персонала предприятия в инновационную деятельность. По оценкам американских ученых, 85% успеха фирмы зависит от способностей, мотивации и уровня профессиональной подготовки ее работников и только 15% - от технического потенциала.

Потенциал работника зависит от его индивидуальных способностей, накопленных знаний и опыта, интуиции, а также стремления реализовать себя на практике. Последний, определяющий элемент, потенциала опирается на мотивацию работника. Каждый сотрудник должен четко представлять цель функционирования предприятия, а также знать, какое вознаграждение он получит при выполнении своих задач внутри отдела. Мотивация обязательна для продуктивного выполнения поставленных задач и принятых решений.

В общем виде мотивацию можно представить в математическом виде:

$F_m=f(E_1, E_2, E_3, E_4, E_5, E_6)$,

где F_m – мотивация,

E_1 – ожидания соответствия усилий результатам,

E_2 – ожидания соответствующего типа вознаграждения,

E_3 – ожидания соответствующей ценности вознаграждения,

E_4 – свобода выбора, или ограниченность работника при решении поставленных задач,

E_5 – рабочая обстановка,

E_6 – перспектива развития предприятия,

причем связь между E_1, E_2, E_3, E_4, E_5 и E_6 мультипликативная.

В современных условиях возникают определенные сложности при достижении мотивации. Например, нужно объяснить, почему необходимо работать больше, а заработная плата иногда задерживается. В данном случае требуется разъяснить перспективы предприятия как стабильно работающей системы, к которой принадлежит работник, чем он может гордиться и дорожить. Кроме того, для Рыбинска характерна относительно дешевая рабочая сила и нехватка квалифицированных специалистов. Поэтому персонал ОАО «НПО «Сатурн» дорожит своей работой. Важно, чтобы руководители каждого уровня и все работники были заинтересованы в конечном результате деятельности организации. Наиболее эффективная мотивация достигается, когда люди верят, что их усилия обязательно позволят им достичь цели, приведут к получению вознаграждения. Мотивация ослабевает, если вероятность успеха оценивается людьми невысоко.

Необходимо отметить, что:

1. F_m прямо пропорциональна E_1, то есть мотивация ослабевает при отсутствии прямой связи между затрачиваемыми усилиями и ожидаемым результатом.

2. $E_2=g(R_1, R_2, \ldots, R_n)$, где $R_1, R_2, \ldots, R_n$ – вознаграждение определенного вида. Это означает, что работник понимает вознаграждение как систему ожиданий. Например, один сотрудник компании ожидание вознаграждения связывает с продвижением по службе; второй – с высоким материальным вознаграждением; третий – с получением привилегий и других символов общественного признания и уважения).

3. $V(R_1, R_2, \ldots, R_n)$ const, где $V(R_1), \ldots, V(R_n)$ – ценность награды. То есть ценность вознаграждения для отдельных лиц и различных групп работников – относительна.

4. Работник выполняет свои обязанности более продуктивно при предоставлении ему свободы действий, например, участие в принятии решений, затрагивающих сотрудника и его работу, гибкий темп работы, гибкое рабочее время.

5. Удовлетворенность работой, дружественные отношения с коллективом и начальством несомненно повышают мотивацию человека. В предлагаемом исследовании опрашиваемые тестировались для определения качества их трудовой деятельности и степени удовлетворенности работой: $E_5=q(S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6, S_7, S_8, E_4, S_9, S_{10}, S_{11}, S_{12}, S_{13}, S_{14})$,

где S_1 – удовлетворенность работой в целом,

S_2 – интерес к работе,

S_3 – получение справедливого вознаграждения,

S_4 – насколько труд востребован,

S_5 – эргономика рабочего места,

S_6 – достаточное рабочее пространство,

S_7 – наличие необходимого оборудования (телефоны, персональные компьютеры, принтеры, сканеры и т.д.),

S_8 – минимальный надзор со стороны руководства, осуществляемый, когда в нем возникает необходимость,

S_9 – гарантия работы,

S_{10} – дружеские отношения с коллегами,

S_{11} – уважительное отношение начальника,

S_{12} – обеспечение средствами бытового и медицинского обслуживания,

S_{13} – оптимальный режим работы,

S_{14} – насколько часто работник выполняет несвойственные ему функции.

Далее представлены выводы на основе результатов, полученных в ходе опроса. В качестве респондентов выступили сотрудники отдела прочности ОАО «НПО «Сатурн» – ведущего подразделения предприятия в области инженерного анализа напряженно-деформированного состояния деталей ГТУ, организация работы которого иллюстрирует возрастающую роль инженерного труда как вида инновационной деятельности и его взаимосвязь с наукой.

В целом персонал на 81% удовлетворен работой, которая интересна на 82%, однако зарплату можно прибавить – считают опрашиваемые, 60% – степень справедливости вознаграждения. Известно, что реальное желание к труду проявляется лишь тогда, когда есть возможность и стимул к вознаграждению. Если человек плодотворно трудится, то он должен иметь возможность заработать не только на безбедное существование своей семьи, но и на лечение, на жизнь в случае временной потери здоровья или работы, на старость, застраховать себя от рисков и неожиданностей. Таким образом, показатели, определяющие качество трудовой деятельности и степень удовлетворенности персонала работой, близки к максимуму. На вопрос о степени участия в принятии решений, касающихся самих опрашиваемых и выполняемых ими функций, получен ответ - 68%; 54% респондентов считают отношения с коллегами максимально дружественными и осуществляются в оптимальном режиме на 71%. Таким образом, сотрудники, участвующие в исследовании, располагают достаточной степенью свободы в принятии решений, непосредственно касающихся их работы, результативность которой находится в тесной взаимосвязи с атмосферой в коллективе. Опрашиваемые сотрудники степень уважения к ним начальства оценивают в 78%. Оценка респондентов своего начальства на высоком уровне означает, что они верят руководителю, считают его достаточно компетентным при решении вопросов, связанных с работой и в разрешении конфликтных ситуаций. В том, что надзор со стороны начальника минимален и осуществляется в случае необходимости, уверены 39%, менее уверены в этом 57%. Это свидетельствует о способности начальства умело руководить персоналом и о высокой степени свободы работников. При успешной деятельности подразделения соблюдается принцип социального партнерства и гармонизации отношений между администрацией и работниками. Это является одним из важных условий повышения ИП предприятия, так как принуждением качественный и продуктивный труд не осуществляется. Передовое, наукоемкое производство требует гуманизации системы трудовых отношений. Малая степень выполнения респондентами несвойственных им функций – 45% – также свидетельствует о рациональной организации труда, который признан на 64%, а уверенность в сохранении работы оценивается в 67%. Можно сделать вывод о необходимости постоянного поощрения персонала по результатам труда. Что касается технических условий труда, то рабочее пространство считается достаточным на 78%, причем степень его чистоты, уровня шума и освещенности – 75%, потребность работников в необходимом оборудовании удовлетворена на 68%, а в средствах бытового и медицинского обслуживания – на 64%. В НПО «Сатурн» уделяется постоянное внимание здоровью и лечению своих работников.

В целях выполнения программы обязательного медицинского страхования предприятие заключило договор со страховой медицинской компанией. В аспекте заботы о здоровье и лечении своих работников на предприятии:

– имеется своя МСЧ, поликлиника, стационар с палатами «люкс», где регулярно предприятие за свой счёт проводит ремонт, закупает оборудование для лечения, в том числе компьютерный томограф (единственный в городе и один из лучших в области);

– на территории предприятия существует отделение профилактики и около 10 здравпунктов, где оказывается скорая помощь заболевшим;

вается скорая помощь заболевшим;

– в отделении профилактики проводятся осмотры рабочих вредных профессий и профосмотры;

– совместно с городом решено продолжить строительство кардиологического корпуса на территории МСЧ.

Подобная забота руководства предприятия о своих работниках закономерно предполагает соответствующую отдачу в работе со стороны сотрудников.

Ежегодно возрастает заработная плата сотрудников НПО. Но параллельно с ростом заработной платы повышаются требования к работников – увеличение объема качественной работ. С каждым годом на предприятие приходят работники более квалифицированные, а те, кто в новых условиях работать не могут – уходят.

Чем дольше человек работает в компании, тем выше его заработная плата и должность. На НПО «Сатурн» действует поощрение «за выслугу лет» в виде ежемесячного перечисления небольшой фиксированной суммы (около 450 рублей) работникам с трудовым стажем на предприятии более 6 месяцев. Однако было бы эффективнее применять систему, основанную на ежегодно растущей прибавке к зарплате в виде определенного процента (даже небольшого) от оклада. В рамках подобной системы служащий с трудовым стажем несколько лет, решивший уволиться с предприятия, теряет гораздо больше 400-500 рублей. Это может повлиять на его решение об уходе.

НПО «Сатурн» ежегодно нанимает на работу выпускников учебных заведений и закрепляет их за опытными работниками. В течение первого года работы на предприятии среди молодых выпускников отбирают наиболее талантливых и перспективных, чтобы затем принять их в штат постоянных сотрудников компании.

При системе оплаты труда с учетом трудового стажа разница между заработной платой опытного специалиста и начинающего работника значительна, при этом не возникает конфликтной ситуации, когда молодой человек, нанятый компанией, по результатам труда получает большее вознаграждение, чем более опытный работник. В НПО «Сатурн» до этого имели место отдельные случаи, когда некоторые более опытные работники, получавшие меньшую з/п, не только противились налаживанию дружественных отношений с молодыми людьми, но и всячески создавали преграды в их работе.

Другим методом укрепления отождествления работников с компанией является поощрение административных и частных связей между людьми, проведение официальных встреч: оперативные собрания, беседы, митинги и др.

Целесообразно проведение регулярных собраний персонала предприятия и его руководства. Положительный характер носят утренние встречи начальников конструкторских бригад с сотрудниками, во время которых распределяются текущие задания, стоящие перед подразделениями, даются рекомендации по их выполнению, высказываются критические замечания по результатам достижения предыдущих целей. Так, оценка работы отдельного человека в присутствии коллег стимулирует его дальнейшую деятельность и служит примером или укором для остальных.

Основная цель деловых встреч, конечно, состоит в передаче приказов начальником своим подчиненным. Но коллектив с помощью таких контактов становится сплоченным, а его деятельность – более эффективной.

Другой вид контактов – работа с малыми группами, которые создаются в цехах или офисах. Малые группы разрабатывают решения о путях выполнения работы. Они играют важную роль в техническом развитии предприятия и чувствуют ответственность за повышение качества создаваемой продукции.

Также предлагается организовывать церемонии празднования начала нового года и юбилеев отечественной авиационной промышленности всем предприятием. Восторженные отзывы и размах проведения праздников для управляющего персонала НПО «Сатурн» служат примером подобных мероприятий даже при небольших затратах на их организацию. Речь идет не о культурных мероприятиях, проводимых в клубном комплексе «Авиатор» для персонала предприятия и, безусловно, увеличивающих его коллективный дух, а о встречах «с застольем», что отвечает русским традициям. Каждый год компания проводит спортивные встречи и оплачивает связанные с ними расходы. Когда играют любительские команды предприятия, или оно проводит зрелищные спортивные соревнования (например, чемпионат России по лыжным гонкам в Демино или чемпионат России по езде

на снегоходах), посещаемость их работниками компании довольно высока. Это увеличивает сплоченность персонала и моральный дух сотрудников.

В НПО «Сатурн» распространена и другая формальная система укрепления контактов среди сотрудников: все члены одного отдела занимают одну большую комнату. Помещение разделено на боксы невысокими перегородками так что если кто-нибудь встанет, он может одним взглядом увидеть всех работников отдела. Таким образом, все сотрудники отдела могут легко общаться друг с другом в любое время, и подчиненные доступны их руководителям.

Управляющие и их подчиненные используют общую столовую, буфет, обеденную комнату и туалеты. Начальство и работники на работе обедают в одном помещении. Это рассчитано и на то, чтобы работники чувствовали равенство и связь с управляющими и предприятием. Другой вопрос – насколько часто высшее руководство посещает общественные места подобного рода.

Неформальные связи между работниками также распространены. Служащие отмечают особые даты, как-то: дни рождения, проводы на пенсию, вместе ходят в кафе или бар; они могут получить льготы на отдых в Центре отдыха и здоровья; билеты на культурные мероприятия, а в случае проведения их в других городах компания предоставляет транспорт. Рекомендуется поощрять групповую деятельность, обеспечивать денежными средствами и места встреч. Представляется, что предприятие могло бы частично оплачивать поход работников отдела в музей, бассейн или в сауну, выезд на лыжную базу и т.п.

Кроме отождествления персонала с компанией для реализации стратегических целей в организации целесообрзано создавать и поддерживать дух творческого поиска и стремления к нововведениям. Следует выделить «правило 15», состоящее в том, что специалисты фирмы имеют право до 15% своего рабочего времени в день использовать для разработок вне установленной регламентом производственного процесса тематики. Цель – проявление инициативы, стимулирование поиска новых идей и решений, технологических методов. Для финансовой поддержки таких исследований создают специальный фонд.

Опыт свидетельствует о том, что практическая реализация удачной идеи всегда компенсирует затраты труда и времени на ее поиски. Такой стиль руководства в сочетании с разнообразными формами материального и морального поощрения новаторов создает условия для постоянного генерирования свежих идей, стимулирует их самоотдачу и профессиональный рост.

Подобная концепция производительности является определяющей для характера производственных отношений. Принципы, на которых основано повышение производительности, следующие:

1) ориентация на человека;

2) единство качества и производительности;

3) развитие трудовых ресурсов и повышение их профессионализма;

4) рост качества жизни, условий труда и быта.

Результаты исследования различных характеристик труда, в том числе и условий труда, сотрудников подразделения представлены в таблице в зависимости от степени их важности для респондентов. Степень важности фактора рассчитывается делением общей суммы, набранной фактором, к максимально возможной сумме.

Таблица

Оценка различных характеристик работы

Факторы повышения производительности	Делают работу более привлекательной	
	Общая сумма, баллы	Степень значимости для респондентов, %
Интересная работа	244	87
Хороший заработок	219	78
Работа, которая заставляет развивать свои способности	211	75
Гибкое рабочее время	211	75
Хорошие отношения с непосредственным начальником	205	73
На рабочем месте нет шума и каких-либо загрязнений среды	199	71
Работа с людьми, которые нравятся	197	70
Оплата, связанная с результатами труда	195	70
Признание и одобрение хорошо выполненной работы	191	68
Работа, позволяющая думать самостоятельно	187	67
Справедливое распределение объемов работ	187	67
Удобное расположение	180	64
Значительные дополнительные льготы	174	62

Продолжение таблицы

Достаточная информация о том, что происходит на фирме	165	59
Сложная и трудная работа	160	57
Гибкий темп работы	153	55
Хорошие шансы продвижения по службе	145	52
Работа без больших напряжений и стрессов	138	49

Как видно из таблицы, в первую очередь, интересная работа становится более привлекательной для работников. Второй элемент, делающий выполнение обязанностей заманчивым, - хороший заработок. Также большое значение опрашиваемые придают гибкому рабочему времени, хорошим отношениям в коллективе и с начальником. Не менее важен такой гигиенический фактор, как чистое рабочее место без шума. Интенсивность работы повышается, если она интересна и признана, приходится развивать свои способности, а результаты одобрены.

Однако по оценкам западных специалистов деньги побуждают к действиям лишь 30-50% работников. Остальных побуждают к действию более возвышенные потребности: в знаниях, авторитете, творчестве. Людьми движут нравственные идеалы, новые знания, моральные убеждения, привычки, традиции, мода и т.д. именно эти факторы имеют определяющее значение для работников умственного труда.

Вместе с тем преуменьшать роль денег не следует. Когда заработная плата чрезвычайно низка и составляет незначительную часть от прожиточного минимума, деньги побуждают к действию большее число работников и становятся одним из главных факторов мотивации. Так, проведенное исследование показало, что для 51% работников исследуемого подразделения работа – в первую очередь, источник получения денег, для 46% - способ реализовать себя, получить новые знания и опыт, а 3% ходят на работу по привычке.

Другой аспект исследования касается выделения групп «белых воротничков» по типам мотивации:

1. Первую образуют подлинные энтузиасты, работники классического типа, для которых сам процесс познания представляет самоценность и способ реализации (31% опрошенных).

2. Вторая, наиболее распространенная, – это вполне профессиональные и компетентные работники, которые трезво смотрят на жизнь и организацию науки, ее функции в обществе. Они достаточно реалистичны и стремятся сочетать научное творчество с заслуженными материальными благами, которые должны стимулировать эффективную работу ученых (31% опрошенных).

3. Третья группа научного сообщества образуется из честолюбивых, инициативных и достаточно прагматичных людей, которые обеспокоены достижением высокого положения в официальной структуре. Зачастую представители этой группы стремятся к монопольному положению в организации, используя любые методы достижения личных целей (38% опрошенных). Таким образом, описанные группы примерно в равной степени представлены в коллективе исследуемого подразделения.

Резкое изменение экономической ситуации в нашей стране, возникновение рыночных отношений повлияли на систему ценностей. Так, возникновение новых и более широких возможностей приводит к увеличению роли денег. Это, очевидно, не могло не повлиять на совокупность мотивационных установок персонала, когда на первый план выходят материальные потребности, а профессиональные интересы занимают второстепенные места.

Еще одной причиной возрастания роли денег в настоящее время служит неполная реализация первичных потребностей, удовлетворяемых с помощью денег. Для управляющих предприятием ошибочно считать, что творческие люди не беспокоятся о зарплате. Поэтому в наукоемких фирмах разрабатываются различные системы должностей и званий для научно-технического персонала. В НПО «Сатурн», однако, успешно используется материальное стимулирование. Так, за ученую степень «кандидат наук» к зарплате ежемесячно прибавляется сумма в размере 1 оклада, «доктор наук» получает прибавку 1,5 оклада в месяц. Вступил в силу приказ о 10%-ой прибавке к окладу работников, владеющих каким-либо иностранным языком и применяющих его на практике для выполнения своих непосредственных обязанностей. Все это служит важным стимулом для повышения профессионального мастерства. В настоящее время на предприятии ощущается нехватка высококвалифицированных специалистов. Необходимо сохранить и пополнить тот состав профессионалов, который сформировался на данный момент времени. Предлагается с каждым из

работников заключать контракт, в котором предусмотреть вознаграждение, благодаря которому специалист почувствует себя обязанным, благодарным предприятию. Это может быть квартира, построенная или приобретенная за счет предприятия, автотранспорт, кредит, дача, приусадебный участок и т.п.

Этика бизнеса затрагивает не только проблему социального поведения. Она сосредоточена на широком спектре вариантов поведения управляющих и управляемых.

Многие ситуации повседневного бизнеса нелегко квалифицировать по признаку правильно-неправильно, они, скорее, находятся в промежуточной области. Чтобы продемонстрировать комплекс моральных дилемм, поджидающих современного человека, сотрудники конструкторского отдела были протестированы на этику.

В целом по подразделению удовлетворительный этический уровень,. 68% опрошенных относятся к категории со средним этическим уровнем, для 29% требуется моральное совершенствование, а у 3% респондентов приемлемый этический уровень. Никому из опрошенных «не грозит канонизация в качестве святого», ни один не «может стать епископом», но ни с кем из опрошенных не «происходит быстрого соскальзывания в пропасть» и никому не «придется охранять вещи от самого себя».

В соответствии с результатами этого же исследования 46% работников заявляют о том, что им предоставлено недостаточно времени для решения научно-технических проблем, но лишь 38% из них отмечают нехватку времени как ресурса. Значит, при удовлетворении потребностей остальных 62% работников в прочих ресурсах скорость выполнения ими функций увеличится. Рациональным разделение и кооперации труда в подразделении считает 89%; 75% респондентов полагают, что взаимодействие их отдела с другими структурными подразделениями высокое и очень высокое; 93% опрашиваемых ответили, что их отдел специализируется на выполнении функций, предусмотренных организационными положениями; точностью соответствия размеров подразделения объемам перерабатываемой информации 68% респондентов называют средней и низкой. Возможно именно это служит причиной очень частых задержек в документообороте при работе 41% опрашиваемых, другие 48% отмечают прерывания лишь с небольшой периодичностью. 54% респондентов дают высокую (и 29% – среднюю) оценку способности подразделения к перестройке при изменении целей и задач. 45% опрашиваемых испытывают нужду в финансовых ресурсах (о чем свидетельствуют также вышеприведенные результаты тестирования), 21% – в информационных и 17% – в материальных. Следовательно, исследуемое подразделение в целом удовлетворяет важнейшим принципам построения и совершенствования структур ИП.

Таким образом, новая ситуация требует от работника умения сочетать свои способности и приобретенные знания с требованиями окружающей его среды, воспринимать широкий спектр трудовой мотивации. От работника требуется особая гибкость и подвижность мышления, эффективная система восприятия, особый тип внутренней потребности в творчестве, своеобразная форма самореализации и интеграции в социальную систему. Организационные структуры инновационного менеджмента ориентированы в первую очередь на высококвалифицированную рабочую силу, центральным звеном которой является личность новатора-ученого или новатора-менеджера. Ключевой фигурой в инновационной деятельности становится интеллектуал, для которого наибольшее значение приобретает смысловая значимость труда и высокая внутренняя мотивация.

Литература

1. Ильенкова С.Д., Гохберг Л.М., Ягудин С.Ю. Инновационный менеджмент: Уч. для вузов / Под ред. С.Д. Ильенковой.– М.: ЮНИТИ, 2000.- 120 с.

2. Мескон М.Х., Альберт М., Хедоури Ф. Основы менеджмента / Пер. с англ.– М.: Дело, 2002.- 136 с.

3. Инновационный менеджмент: Уч. пособие / Под ред. д-р эконом. наук, проф. Л.Н. Оголевой.– М.: ИНФРА-М, 2002.- 190 с.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.П. Божко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. эконом. наук В.И. Касинов, ОАО «Восток», г. Харьков.

УДК 629.12.03: 628.33

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В.И. Истомин, канд. техн. наук, доцент,

Севастопольский национальный технический университет, г. Севастополь, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Вопросы охраны окружающей среды в последнее десятилетие выдвинулись в число важнейших задач человечества. В процессе нормальной эксплуатации энергетической установки образуются нефтесодержащие воды вследствие протечек воды и нефтепродуктов из трубопроводов, арматуры, теплообменных аппаратов, насосов, при ремонте. Кроме того, нефтесодержащие воды образуются при промывке двигателей машин, топливных масляных танков, а также в результате аварийных протечек [1].

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.. Существующие в настоящее время сепарационные установки для очистки нефтесодержащих вод, как правило, не удовлетворяют современным требованиям. Одни не обеспечивают необходимого качества очистки, другие имеют малый ресурс работы и большие габариты, третьи сложны в изготовлении и эксплуатации [2]. Большими возможностями повышения эффективности работы обладают коалесцирующие элементы, имеющие нежесткую структуру, к которым можно отнести фильтры с гранулированной коалесцирующей загрузкой.

Цель исследований. Исследование очистной способности сепарационной установки с гранулированной коалесцирующей загрузкой, которая позволяет производить регенерацию фильтрующей загрузки в режиме псевдоожижения гранул без разборки и замены фильтроэлемента, а также разработка математической модели процесса очистки нефтесодержащих вод в объеме гранулированной загрузки.

Результаты исследований. Для исследования процесса очистки нефтесодержащих вод в объеме гранулированной загрузки запишем уравнение движения капли нефтепродукта в объеме гранул:

$$m\frac{d\overline{U}}{dt} = \overline{F}_п + \overline{F}_c + \overline{F}_у + \overline{F}_{ад} + \overline{F}_м + \overline{F}_э + \overline{F}_в , \quad (1)$$

где m – масса частицы дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии;

U – скорость движения частицы дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии;

$\overline{F}_п$ - подъемная сила;

$\overline{F}_c$ - сила гидравлического сопротивления движению частицы дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии;

$\overline{F}_у$ - сила гидравлического увлечения капли нефтепродукта потоком эмульсии;

$\overline{F}_{ад}$ - сила адгезионного воздействия капель нефтепродукта с гранулами загрузки;

$\overline{F}$м - сила межмолекулярного притяжения;

$\overline{F}_э$ - сила электростатического отталкивания;

$\overline{F}_в$ - сила взаимодействия капель нефтепродукта с гранулами.

На процесс очистки нефтесодержащих вод в объеме гранулированной загрузки существенное влияние оказывают физико-химические свойства нефтеводяной эмульсии, гранулированной загрузки, условия движения эмульсии. Для учета этого влияния в выражение (1) введена сила взаимодействия гранул загрузки с частицами дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии $\overline{F}_в$, которая является функцией следующих величин:

$$F_в = -k\frac{\sigma_{нв}\cdot U\cdot d^3}{\nu_н\cdot d_г}K_{вх} , \quad (2)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

$\nu_н$ - кинематическая вязкость нефтепродукта в эмульсии;

$\sigma_{нв}$ - поверхностное натяжение на границе нефть-вода;

U – скорость нефтеводяной эмульсии;

d – диаметр частиц дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии;

$d_г$ – диаметр гранул;

$К_{вх}$ – объемная концентрация нефтепродуктов в исходной эмульсии.

На основании всестороннего анализа сил [3], действующих на частицы дисперсной фазы нефтеводяной эмульсии в поровых каналах гранулированной коалесцирующей загрузки, можно записать уравнение равновесия сил в следующем виде:

$$\frac{1}{6}\pi d^3\rho_н\frac{d^2\bar{h}}{dt^2}=\frac{1}{6}\pi d^3\Delta\rho\bar{q}+3\pi\mu_в d\frac{d\bar{h}}{dt}j(x)+$$
$$+k\lambda\frac{\pi\cdot l\cdot\bar{q}^2\rho_н d_г}{8\cdot S^2}+2\pi\bar{\sigma}_{нв}d+k\frac{\bar{\sigma}_{нв}d^3К_{вх}}{\nu_н\cdot d_г}\frac{d\bar{h}}{dt}, \quad (3)$$

где $\rho_н$ – плотность нефтепродуктов;

h – расстояние между каплей нефтепродукта и гранулой;

$\Delta\rho$ - разность плотностей воды и нефтепродукта;

$\mu_в$ – динамическая вязкость воды;

λ- коэффициент Дарси, устанавливает потери на трение по длине;

l – высота слоя гранул;

q – удельный расход эмульсии;

S – пористость гранулированной загрузки;

$$j(x)=3+\frac{3}{2x}-\frac{1}{2x(x+1)}-3(x+1)\ln\left(1+\frac{1}{x}\right);$$
$$x=2h/d.$$

Полученное уравнение (3) - нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка. Найти его точное решение только аналитическим методом не представляется возможным ввиду сложности и многофакторности процессов, происходящих в двухкомпонентной неоднородной жидкости, поэтому используем уравнение (3) для определения факторов, влияющих на эффективность очистки нефтесодержащих вод. За параметр оптимизации принимаем концентрацию нефтепродуктов в очищенной воде после слоя гранул $К_{вых}$, которая будет функцией следующих факторов:

$$К_{вых}=f(d,\rho_н,\Delta\rho,\mu_в,\lambda,l,q,d_г,S,\nu_н,\sigma_{нв},U,К_{вх}). \quad (4)$$

Исходя из требований регрессионного анализа, а также с целью упрощения математической модели, исключены линейно зависимые факторы. Тогда уравнение (4) можно записать в следующем виде:

$$К_{вых}=f(l,q,d_г,К_{вх}). \quad (5)$$

После проведения экспериментальных исследований процесса очистки нефтесодержащих вод в объеме гранулированной коалесцирующей загрузки в соответствии с планом экспериментов получена математическая модель на основе уравнения регрессии:

$$К_{вых}=139{,}7-91{,}5x_1+84{,}7x_2+78{,}6x_3+$$
$$+51{,}0x_4+50{,}3x_1^2+24{,}8x_2^2+29{,}3x_3^2+$$
$$+4{,}3x_4^2-1{,}2x_1x_2-4{,}1x_1x_3-2{,}3x_1x_4+$$
$$+34{,}3x_2x_3+11{,}6x_2x_4+7{,}9x_3x_4. \quad (6)$$

Значение факторов в точках плана экспериментов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Значения факторов в точках плана экспериментов

Переменные	Значения факторов в кодированной системе координат	(x_1) l, м	(x_2) q, м/ч	(x_3) $d_г\cdot10^3$, м	(x_4) $К_{вх}\cdot10^{-3}$, млн$^{-1}$
Верхний уровень	+	1,0	4,0	4,0	250
Основной уровень	0	0,6	2,5	2,5	130
Нижний уровень	-	0,2	1,0	1,0	10
Интервал варьирования		0,4	1,5	1,5	120

Проверку полученной математической модели на адекватность производим по критерию Фишера [4], которая показала, что полученное уравнение регрессии (6) адекватно описывает процесс очистки нефтесодержащих вод в объеме гранулированной коалесцирующей загрузки. Необходимость учитывать двойные и квадратичные взаимодействия факторов свидетельствует о сложности процессов, протекающих в неоднородной двухкомпонентной жидкости.

Из анализа уравнения регрессии видно, что наиболее существенное влияние на процесс очистки нефтесодержащих вод в объеме гранулированной загрузки оказывает высота слоя гранул, с увеличением которой

качество очистки повышается. Причем при увеличении высоты слоя гранул от 0,2 до 0,6 м концентрация нефтепродуктов в очищенной воде уменьшается на 160 млн$^{-1}$, а при таком же увеличении высота слоя гранул от 0,6 до 1,0 м концентрация нефтепродуктов в очищенной воде уменьшается только на 40 млн$^{-1}$, то есть увеличении высоты слоя гранул более 0,6 м снижение концентрации нефтепродуктов в очищенной воде замедляется. Отсюда можно сделать вывод о том, что для оптимизации процесса очистки целесообразно использовать фильтроэлементы с высотой слоя гранул не более 0,6 м. Для достижения более глубокой степени очистки нефтесодержащих вод необходимо применять последовательное соединение нескольких фильтроэлементов с высотой слоя грану не более 0,6 м, а не один фильтроэлемент с большой высотой, так как в первом случае производится промежуточное удаление отсепарированных нефтепродуктов, что повышает качество очистки.

Вторым, по значимости, фактором, влияющим на качество очистки нефтесодержащих вод, является удельный расход нефтесодержащих вод через слой гранул, с увеличением которого очистная способность фильтроэлементов с гранулированной загрузкой падает. При увеличении удельного расхода более 2,5 м/ч наблюдается более резкое падение очистной способности, что необходимо учитывать при проектировании нового фильтрующего оборудования.

Третьим, по значимости, фактором (уравнение 6), влияющим на качество очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах с гранулированной загрузкой, является диаметр гранул, с увеличением которого качество очистки нефтесодержащих вод падает. Причем, если при увеличении диаметра гранул загрузки с 1,0 до 2,5 мм наблюдается увеличение концентрации нефтепродуктов в очищенной воде на 40 млн$^{-1}$, то при таком же увеличении диаметра гранул 2,5 до 4,0 мм наблюдается увеличение $К_{вых}$ уже на 100 млн$^{-1}$. В связи с этим при проектировании нового фильтрующего оборудования является нецелесообразным применение гранул диаметром более 2,5 мм.

Также существенное значение на качество очистки нефтесодержащих вод оказывает концентрация нефтепродуктов в исходной эмульсии, с увеличением которой наблюдается падение качества очистки нефтесодержащих вод практически по прямолинейному закону.

Перспективы дальнейших исследований. Результаты исследований можно также применить для повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод судов, предприятий нефтеперерабатывающего комплекса.

Выводы. На основе теоретического и экспериментального исследования процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок разработана математическая модель исследуемого процесса, которая позволяет эксплуатировать сепарационные установки в оптимальном режиме и повысить качество очистки нефтесодержащих вод.

Литература

1. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря судами.– М.: Транспорт, 1979.– 336 с.

2. Роев Г.А., Юфин В.А. Очистка сточных вод и вторичное использование нефтепродуктов.– М.: Недра, 1987.– 224 с.

3. Истомин В.И. Моделирование процесса коалесценсии нефтеводяной эмульсии // Моделирование и исследование сложных систем: Тр. Междунар. науч.-тех. конф.– М., 2001.- Т. 1.– С. 92-96.

4. Хартман К., Лецкий Э., Шеффер В. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов.– М.: Мир, 1977.– 552 с.

Поступила в редакцию 08.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент каф. ЭМСС О.В. Владецкий, СевНТУ, г. Севастополь; д-р физ.-мат. наук, зам. директора по НР А.М. Суворов, Морской гидрофизичский институт НАН Украины, г. Севастополь.

УДК 656.13:658

АНАЛИЗ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С УЧЕТОМ ТРАНСПОРТНОЙ ПОДСИСТЕМЫ

А.Н. Горяинов, ассистент, Л.М. Симбирская, канд. техн. наук, доцент, О.Г. Симбирская, студентка,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Развитие математических и математико-статистических методов применительно к задачам экономики, управления, банковского дела привело к появлению новых научных дисциплин, которые находятся на стыке естественных и гуманитарных наук. Одной из таких смежных научных дисциплин является диагностика кризисного состояния предприятия [1]. Следовательно, актуальным является определение возможностей использования диагностики для изучения сложных систем, в частности логистических систем.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Изучение публикаций последних лет, относящихся к вопросам логистики, позволяет сделать вывод о существовании проблемы исследования логистической системы. Согласно [2] необходимо отдельно выделять коммерческую логистику и использовать специальный аппарат исследования. Авторами рассматривается процедура логистического анализа как совокупность следующих этапов: 1) определение проблем и целей анализа; 2) разработка плана проведения анализа; 3) разработка плана логистического анализа коммерческого посредничества; 4) разработка предложений по результатам анализа. Для выполнения указанных этапов анализа предлагается использовать различные методы количественного и качественного анализа. Однако среди этих методов не указываются методы диагностики. В другой публикации [3] предложены следующие этапы анализа логистических систем: 1) анализ проблемы в области логистического обслуживания потребителей; 2) определение логистической системы; 3) анализ логистической системы; 4) формулирование глобальной цели и критерия оценки эффективности функционирования логистической системы; 5) декомпозиция цели, выявление потребностей в ресурсах и процессах; 6) выявление ресурсов и процессов, композиция целей; 7) прогноз и анализ будущих условий; 8) оценка целей и средств; 9) отбор вариантов; 10) анализ существующей логистической системы; 11) формирование программы развития; 12) разработка логистической организации для достижения целей логистической системы. Согласно этой последовательности использование методов диагностики предусматривается [3] на этапах 1, 3, 10, 12. Упоминание о возможности использования диагностических методов при анализе и синтезе логистических систем можно найти в [4]. При этом авторами [3, 4] не описываются процедуры использования методов диагностики для анализа логистических систем. Отсутствие таких описаний справедливо и для подсистем логистической системы, в частности, транспортной подсистемы.

Цель исследований. Целью исследования являлось определение показателей оценки логистической системы, которые позволят учитывать особенности транспортной подсистемы, а также могут использоваться в качестве показателей диагностики при анализе системы.

Результаты исследований. Согласно [3] под проблемой понимается отклонение фактического состояния от прогнозируемого, или искомого планового состояния (заданной цели). Диагностика проблем заключается в выявлении отклонения между представлением о цели и прогнозируемым состоянием объекта на определенный период планирования [3].

Руководствуясь данным определением диагностики, можно записать зависимость определения отклонения диагностируемого показателя логистической системы в таком виде:

$$\Delta D = D_1 - D_2, \qquad (1)$$

где D_1, D_2 - соответственно планируемое и прогнозируемое значения диагностируемого показателя.

Одним из наиболее важных показателей функционирования логистической системы является показатель экономической эффективности [4]. Поэтому рассмотрим определение показателей этой группы.

В [5] приводилось описание математической модели логистической системы. В качестве критерия эффективности рассматривались затраты на транспортировку товаров в системе с двумя видами каналов распределения (с участием оптового торговца и без его участия). Продолжением исследования разработанной модели явились составление алгоритма расчета значений критерия эффективности и реализация этого алгоритма в среде табличного процессора MS Excel 2000.

На основании составленного диапазона изменения параметров модели был проведен эксперимент. Графическое отображение одного из расчетов по модели с помощью составленной программы представлено на рис. 1 – 3.

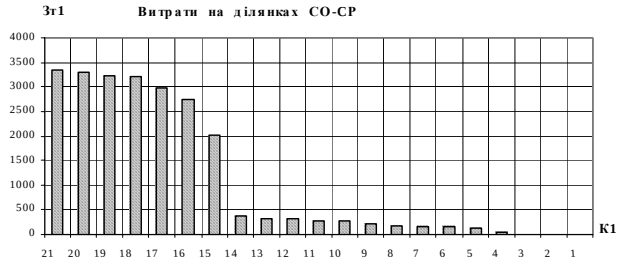


Рис. 1. Затраты на перевозку на участке «оптовый потребитель – розничный потребитель”

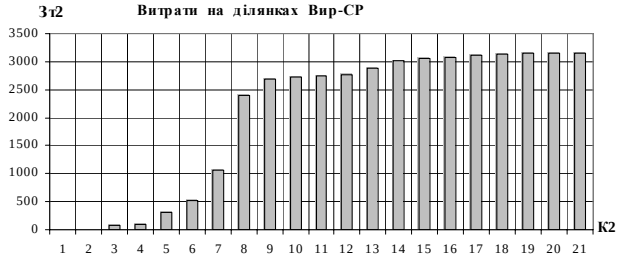


Рис. 2. Затраты на перевозку на участке «производитель – розничный потребитель»

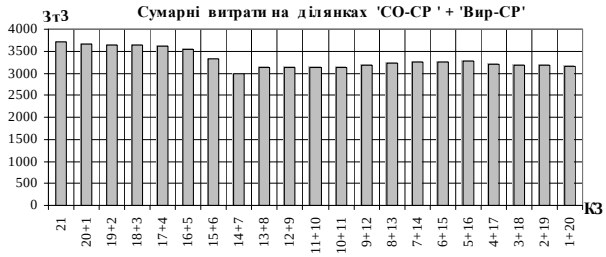


Рис. 3. Суммарные затраты на перевозку (участок «производитель – розничный потребитель» и «оптовый потребитель – розничный потребитель»)

На представленных диаграммах показаны зависимости между затратами на перевозку товаров от количества розничных потребителей, которые обслуживаются оптовым потребителем. При проведении эксперимента было принято постоянным количество производителей (один), количество оптовых потребителей (один) и количество розничных потребителей (двадцать).

Полученные в ходе эксперимента значения показателей модели и критерия эффективности были обработаны с помощью статистического пакета STATISTICA. Результатом обработки стала регрессионная модель следующего вида:

$$З_т = -1385{,}37 - 91{,}97 \cdot R_{ср}^{со\text{-}ср} + 784{,}43 \cdot Q_{ср}^{ср} -$$
$$-1{,}54 \frac{R_{ср}^{в\text{-}ср} \cdot q^{в\text{-}со\,2}}{R_{ср}^{со\text{-}ср}} + 15{,}65 \frac{R_{ср}^{в\text{-}ср} \cdot q^{в\text{-}со}}{q_{ср}^{р}} +$$
$$+ 68{,}42 \frac{R_{ср}^{со\text{-}ср} \cdot q^{в\text{-}со} \cdot d^2}{R_{ср}^{в\text{-}ср}} - 0{,}02 \cdot R_{ср}^{в\text{-}ср\,2} \cdot q^{в\text{-}со\,2} \cdot d, \qquad (2)$$

где $З_т$ - затраты на транспортирование в логистической системе, грн.;

$R_{ср}^{со\text{-}ср}$ - среднее расстояние доставки товаров на участке “оптовый потребитель – розничный потребитель”, км ($R_{ср}^{со\text{-}ср}$ = 5,1...24,2 км)

$R_{ср}^{в\text{-}ср}$ - среднее расстояние доставки товаров на участке “производитель – розничный потребитель”, км ($R_{ср}^{в\text{-}ср}$ = 3,25...27,7 км)

$Q_{ср}^{ср}$ - средний объем поставки розничному потребителю, т ($Q_{ср}^{ср}$ = 0,51...6,4 т)

$q^{в\text{-}со}$ - грузоподъемность автомобиля, которая

используется для доставки товаров оптовому потребителю, т ($q^{в\text{-}со} = 1...10$ т)

$q^{р}_{ср}$ - средняя грузоподъемность автомобиля, которая используется для доставки товаров розничному потребителю, т ($q^{р}_{ср} = 0{,}64...6$ т);

d - доля розничных потребителей, которая обслуживается оптовым потребителем ($d = 0...1$).

Значения статистических критериев оценки полученной модели следующие: $R = 0{,}802$, $F = 308{,}21$, $p < 0{,}000$, $t = 14{,}05$.

После дифференцирования регрессионной модели по показателю d и последующего преобразования получаем следующее выражение:

$$d = \frac{R_{ср}^{в\text{-}ср\,3} \cdot q^{в\text{-}со}}{10^3 \cdot R_{ср}^{со\text{-}ср}}. \qquad (3)$$

Далее приведем графики зависимости d от показателей выражения (3) (рис. 4, 5).

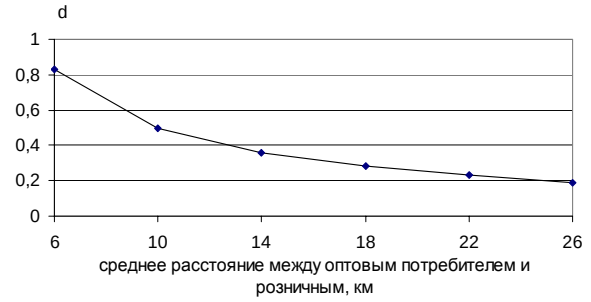


Рис. 4. График зависимости между долей розничных потребителей, которая обслуживается оптовым потребителем, и средним расстоянием доставки товаров на участке “оптовый потребитель – розничный потребитель” ($R_{ср}^{в\text{-}ср}$ =10 км, $q^{в\text{-}со}$ =5 т)

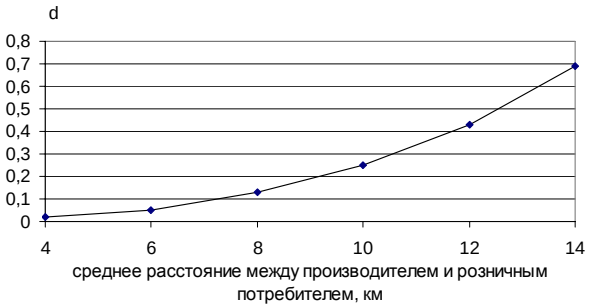


Рис. 5. График зависимости между долей розничных торговцев, которая обслуживается оптовым потребителем, и средним расстоянием доставки товаров на участке “производитель - розничный потребитель” ($R_{ср}^{со\text{-}ср} = 20$ км, $q^{в\text{-}со} = 5$ т)

Перспективы дальнейших исследований. Рассмотренный подход к определению показателей оценки логистической системы с учетом транспортной подсистемы может быть использован для большего количества каналов распределения и большего количества участников системы.

Выводы. Предложенный подход к определению показателей оценки логистической системы позволит в дальнейшем разработать методику оценки логистической системы с учетом транспортной подсистемы.

Литература

1. Фомин Я.А. Диагностика кризисного состояния предприятия: - М.:ЮНИТИ-ДАНА, 2003.– 349 с.

2. Белоусов А.Г., Стаханов Д.В., Стаханов В.Н. Коммерческая логистика.– Ростов н/Д: Феникс, 2001.– 224 с.

3. Миротин Л.Б., Ташбаев Ы.Э. Системный анализ в логистике.– М.:Изд-во «Экзамен», 2002.– 480 с.

4. Семененко А.И., Сергеев В.И. Логистика. Основы теории. СПб.: Издательство «Союз», 2001.– 544 с.

5. А.Н. Горяинов, Л.М. Симбирская, О.Г. Симбирская. Определение эффективности функционирования логистической системы на автомобильном транспорте // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб.наук.праць.– Харків: ХАІ, 2002.– Вип. 31. Двигуни та енергоустановки.- С. 42-44.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Е.В. Нагорный, ХНАДУ, г. Харьков; профессор В.Д. Кожухов, Национальный аэрокосмическй университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.56

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО КОНДИЦИОНЕРА ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

А.Н. Радченко, аспирант,

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

К транспортным и, в частности, судовым кондиционерам предъявляются жесткие требования по надежности. Их выполнение зависит прежде всего от условий безопасной работы поршневого герметичного компрессора сухим ходом, что обеспечивается перегревом паров хладагента на всасывании в компрессор. Поддержание заданной степени перегрева осуществляется терморегулирующим вентилем (ТРВ). Однако, если при больших разностях давления конденсации и кипения $\Delta P = P_к - P_0$ (к примеру $\Delta P \approx 1$ МПа, что имеет место для хладагента *R*-22 при $P_к$ = 15 МПа, $t_к$ = 40 °С и P_0 = 0,5 МПа, t_0 = 5 °С) ТРВ обеспечивает надежное регулирование подачи хладагента в испаритель-воздухоохладитель, то при малых ΔP < 0,5 МПа ($P_к$ < 1 МПа, $t_к$ < 25 °С) чувствительность ТРВ резко снижается, и он может полностью перекрывать подачу хладагента. Это имеет место при низких температурах охлаждающей конденсатор воды t_w.

Для обеспечения надежной работы компрессора сухим ходом при низких значениях температуры охлаждающей конденсатор воды t_w ЦНИиПИ "Тайфун" (г. Николаев) спроектирован и ПО "Экватор" (г. Николаев) изготавливается судовой автономный кондиционер АК 18/6 с капиллярной трубкой. Схема холодильной машины кондиционера приведена на рис. 1.

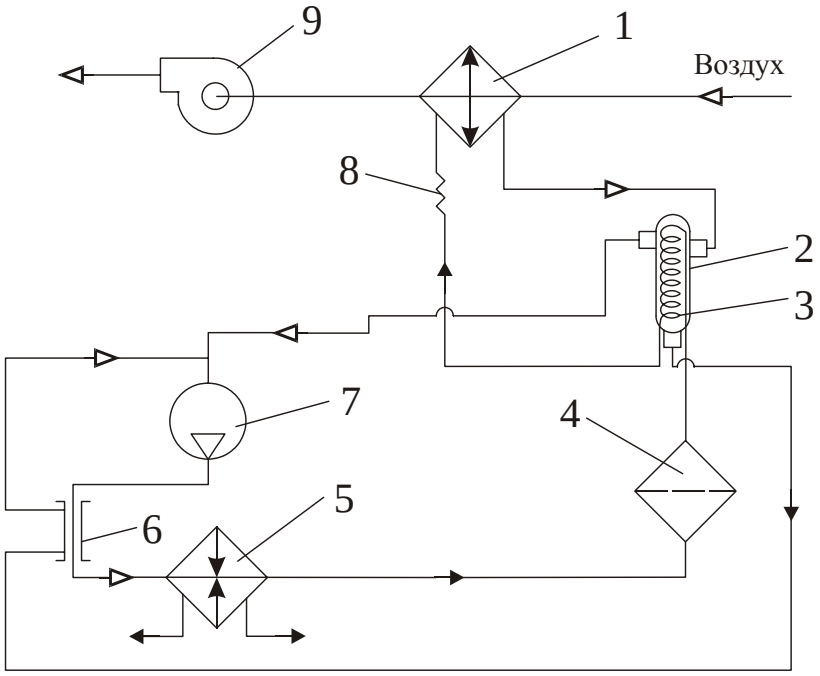


Рис. 1. Схема холодильной машины кондиционера:

1 – испаритель-воздухоохладитель; 2 – отделитель жидкости;
3 – регенеративный теплообменник; 4 – фильтр-осушитель;
5 – конденсатор; 6 – масловыпариватель;
7 – компрессор; 8 – капиллярная трубка; 9 – вентилятор

Для защиты компрессора от гидравлического удара в нем предусмотрен отделитель жидкости, к которому тангенциально подводится парожидкостная маслохладоновая смесь из воздухоохладителя. После отделения паров жидкая маслохладоновая смесь собирается в нижней части отделителя, откуда она стекает в теплообменник-масловыпариватель типа "труба в трубе", где за счет подвода теплоты от перегретых паров на нагнетании компрессора происходит выпаривание хладагента из маслохладоновой смеси. Испаряющийся в теплообменнике-масловыпаривателе хладагент уносит масло в картер компрессора.

Всасываемые компрессором пары омывают встроенный в отделитель регенеративный теплообменник (РТО) – змеевик винтообразного типа – и перегреваются. Внутри змеевика протекает жидкий хладагент высокого давления после конденсатора. Переохлаждение жидкого хладагента в РТО перед дросселированием в капиллярной трубке повышает холодопроизводительность. Применение вместо ТРВ капиллярной трубки обеспечивает подачу хладагента в воздухоохладитель при малых разностях давления конденсации и кипения ΔP, т.е. при низких температурах охлаждающей конденсатор воды t_w (10 °С и ниже), когда ТРВ полностью перекрывает подачу хладагента.

В целях определения теплотехнических характеристик и выявления резервов дальнейшего совершенствования были выполнены экспериментальные исследования серийно выпускаемого кондиционера АК 18/6.

2. Экспериментальное исследование и анализ результатов

Изменение тепловой нагрузки на воздухоохладитель кондиционера осуществлялось регулированием параметров воздуха на входе. При этом температуры по сухому и мокрому термометрам изменялись в диапазонах t_c = 20…40 °С и $t_м$ = 10…30 °С. Температура конденсации находилась в диапазоне $t_к$ = 20…40 °С и устанавливалась в зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{w1}, которая изменялась в интервале t_{w1} = 10…35 °С. Массовые расходы воздуха G_B и воды G_w оставались постоянными.

Тепловая нагрузка на конденсатор определялась по параметрам охлаждающей воды:

$$Q_{Кн} = G_w\, c_w\, (t_{w2} - t_{w1}),$$

где c_w – теплоемкость воды.

По измеренным значениям температуры нагнетаемых компрессором паров $t_н$, конденсации $t_к$ и переохлажденного в конденсаторе жидкого хладагента t_u вычислялась удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_{Кн} = c_п\, (t_н - t_к) + r_к + c_ж\, (t_к - t_u),$$

где $c_п$ и $c_ж$ – теплоемкости парообразного и жидкого R-22;

$r_к$ – удельная теплота фазового перехода при конденсации.

Температуры конденсации $t_к$ и кипения t_0 определялись по измеренным давлениям $P_к$ и P_0.

Массовый расход хладагента вычисляли как $G_0 = Q_{Кн} / q_{Кн}$, а удельную холодопроизводительность – по тепловой нагрузке на воздухоохладитель: $q_0 = Q_0/G_0$. При этом тепловая нагрузка на воздухоохладитель Q_0 определялась по значениям энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя: $Q_0=G_B\,(I_{B1} - I_{B2})$. В свою очередь энтальпии находились из d–I диаграммы для влажного воздуха по измеренным температурам по сухому и мокрому термометрам t_c и $t_м$.

Удельная тепловая нагрузка на РТО определялась из теплового баланса, составленного по параметрам пара на входе (пар на выходе из воздухоохладителя с температурой $t_{во2}$) и выходе (всасываемый компрессором пар при $t_{вс}$) из РТО: $q_{РТО} = c_п\,(t_{вс} - t_{во2})$.

Энтальпия хладагента на входе в воздухоохладитель (жидкого хладагента на выходе из РТО) вычислялась как $i_{вх} = i_u - q_{РТО}$. При этом энтальпия переохлажденного в конденсаторе жидкого хладагента рассчитывалась как $i_u = i_к' - c_ж\,(t_к - t_u)$, где

$i_к'$ – энтальпия насыщенной жидкости при давлении конденсации.

При неполном фазовом переходе в воздухоохладителе энтальпия $i_{вых}$ и паросодержание x_2 хладагента на выходе из воздухоохладителя определяются как $i_{вых} = i_{вх} + q_0$ и $x_2 = (i_{вых} - i_0') / r_0$, где i_0' и r_0 – энтальпия насыщенной жидкости и удельная теплота фазового перехода при давлении кипения P_0.

Результаты экспериментальных исследований были представлены в виде зависимости холодопроизводительности Q_0 от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации $t_к$ (рис. 2), массового расхода хладагента G_0 (рис. 3) и потребляемой компрессором мощности N (рис. 4) от указанных параметров.

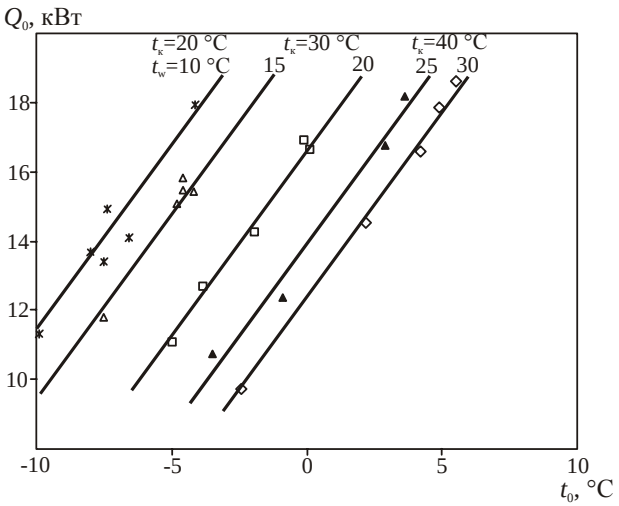


Рис. 2. Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации $t_к$ и охлаждающей конденсатор воды t_w

Как видно из рис. 2, с повышением температуры кипения t_0 холодопроизводительность Q_0 монотонно возрастает, причем при разных температурах конденсации $t_к$ графики остаются эквидистантными.

Более высокие значения Q_0 при $t_к$ = idem и более низких температурах охлаждающей конденсатор воды t_w отражают приращение холодопроизводительности в результате более глубокого переохлаждения жидкости в конденсаторе и увеличения массового расхода хладагента G_0 (рис. 3). Последнее объясняется тем, что с увеличением переохлаждения жидкости возрастает пропускная способность капилляра, поскольку переход в двухфазную область смещается дальше от входа в капилляр, а значит, и гидравлическое его сопротивление будет меньше.

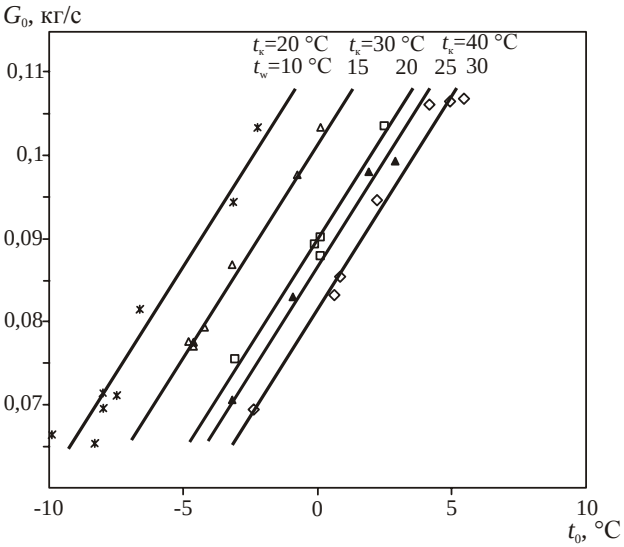


Рис. 3. Зависимость массового расхода хладагента G_0 от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации $t_к$ и охлаждающей конденсатор воды t_w

Аналогичный характер имеют и зависимости потребляемой компрессором мощности N от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации $t_к$ и охлаждающей конденсатор воды t_w (рис. 4).

Результаты обработки экспериментальных данных свидетельствуют о том, что при незначительных перегревах пара в воздухоохладителе $\Delta t_П = t_{во2} - t_0 = 3…5$ °C из него выходит влажный пар с паросодержанием, близким к единице, который затем перегревается во встроенном в отделителе жидкости РТО примерно на 8…10 °C ($t_{вс} - t_{во2} \approx 8…10$ °C) за счет отвода теплоты от жидкого хладагента после конденсатора. Это, как правило, имело место при $t_{w1} \approx 30$ °C и выше ($t_к \geq 40$ °C). При этом температурный напор между жидкостью и паром в РТО $\Delta t_{РТО} = t_{РТО2} - t_{вс}$ составлял $\Delta t_{РТО} \approx 10…15$ °C. С уменьшением t_{w1} до 10 °C величина $\Delta t_{РТО}$ снижалась до 8 °C.

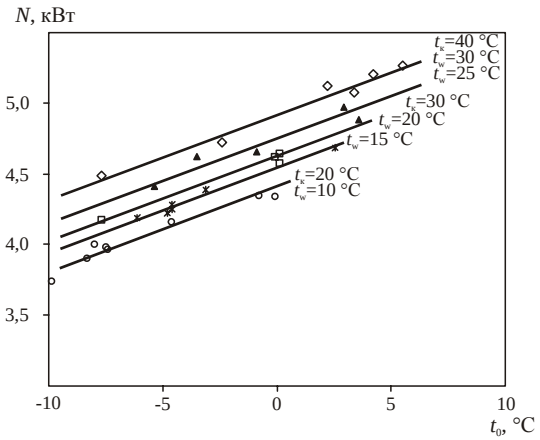


Рис. 4. Зависимость потребляемой компрессором мощности N от температуры кипения t_0 при разных температурах конденсации $t_к$ и охлаждающей конденсатор воды t_w

Снижение температуры жидкости $\Delta t_{Ж.РТО} = t_{РТО2} - t_u$ и повышение температуры пара $\Delta t_{П.РТО} = t_{вс} - t_{во2}$ в РТО оказываются близкими, тогда как они должны находиться в обратно пропорциональной зависимости к отношению соответствующих теплоемкостей жидкости и пара ($c_ж$ / $c_п$ ≥ 2), т.е. следовало бы ожидать соотношения $\Delta t_{П.РТО}$ / $\Delta t_{Ж.РТО}$ ≥ 2. Это объясняется значительным дросселированием жидкости в РТО, длина змеевика которого составляла около 10 м. Причем при низких температурах t_{w1} = *10*…15 °С снижение температуры жидкости $\Delta t_{Ж.РТО}$ даже на 1…2 °С превышало повышение температуры пара $\Delta t_{П.РТО}$. Таким образом, РТО выполняет функцию дроссельного органа – капилляра.

При больших перегревах пара в воздухоохладителе $\Delta t_П$ = 20…30 °С и низких t_{w1} = 10…15 °С в РТО имеет место явно выраженная инверсия тепловых потоков: происходит нагрев жидкости $\Delta t_{Ж.РТО} = t_u - t_{РТО2}$ и охлаждение всасываемого компрессором пара $\Delta t_{П.РТО} = t_{во2} - t_{вс}$. Если снижение температуры $t_{вс}$ способствует более интенсивному охлаждению герметичного компрессора и встроенного в него электродвигателя, то повышение $t_{РТО2}$ приводит к сокращению q_0 из-за увеличения энтальпии хладагента на входе в воздухоохладитель $i_{вх}$, следствием чего является снижение холодильного коэффициента ε на 2…3 %. При этом оказывается, что $t_{во2} > t_{вс}$, а уменьшение температуры пара $\Delta t_{П.РТО}$ превосходит увеличение температуры жидкости $\Delta t_{Ж.РТО}$ более чем в 2 раза ($\Delta t_{П.РТО}$ = 8…10 °С и $\Delta t_{Ж.РТО}$ = 3…5 °С), как и должно быть исходя из обратно пропорционального отношения теплоемкостей.

3. Выводы и перспектива использования результатов

При незначительных перегревах пара в воздухоохладителе ($\Delta t_П$ = 3…5 °С) из него выходит влажный пар с паросодержанием, близким к единице.

При больших $\Delta t_П$ = 20…30 °С и низких t_{w1} = 10…15 °С в РТО имеет место инверсия тепловых потоков: нагрев жидкости после конденсатора и охлаждение всасываемого компрессором пара. Последнее способствует интенсивному охлаждению компрессора с встроенным электродвигателем. Однако нагрев жидкости после конденсатора приводит к сокращению q_0 и ε на 2…3 %.

Из-за большого сопротивления РТО, встроенного в ОЖ, он функционирует как дроссель. При небольших перегревах пара в воздухоохладителе это приводит к существенному отклонению соотношения между снижением температуры жидкости и повышением температуры пара в РТО от величины, соответствующей отношению теплоемкостей пара и жидкости. В результате чего изменения температур жидкости и пара оказываются близкими друг другу. При больших перегревах пара РТО функционирует как охладитель всасываемого пара и нагреватель жидкости после конденсатора. При этом соотношение между изменениями температур пара и жидкости соответствуют их теплоемкостям.

Дальнейшее совершенствование кондиционеров возможно за счет уменьшения гидравлического сопротивления РТО, для чего РТО необходимо выполнять многоходовым.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент Г.Б. Талда, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.

УДК 621.43

АНАЛИЗ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ СТРУКТУРНОГО ШУМА КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф., Л.Л. Мягков, канд. техн. наук, В.С. Руссинковский, асп.,
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Постановка проблемы и ее связь с научно - техническими задачами

Снижение структурного шума автомобильного двигателя как одного из компонентов шума двигателя является актуальной проблемой, без решения которой нельзя достигнуть высокой акустической комфортабельности в салонах современных транспортных средств. Отраслевые стандарты предъявляют повышенные требования к шуму вновь проектируемых двигателей [1]. Структурный шум двигателя, возникающий в моторной секции, проникает в кабину и значимо воздействуют на акустический комфорт в диапазоне частот от 500 до 4000 Гц. Численное моделирование вибрации и структурного шума на ранних стадиях проектирования позволяет предсказать вибро - акустические характеристики двигателя и, соответственно, снизить затраты на экспериментальную доводку. В настоящей статье рассматривается численное моделирование структурного шума и вибрации методами граничных и конечных элементов.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Существует значительное количество публикаций по вопросам математического моделирования структурного шума (например [2]). Общепринятым является применение метода конечных элементов для решения подобных задач. Однако развитие вычислительной техники позволяет усложнять применяемые модели. Если в работах прошлых лет (например [3], [4]) применялись балочно-оболочечные модели, то в настоящей работе применяются трехмерные конечные элементы, позволяющие подробно моделировать конструкцию корпусных деталей. В настоящей работе также используется метод граничных элементов, который пока мало распространен вследствие достаточно сложной математической формулировки. По мнению авторов, применение метода граничных элементов для расчета структурного шума является перспективным.

Структурная модель двигателя

Структурная модель двигателя, которая была использована (рис.1), состоит из блока цилиндров 1, головок цилиндров 2, картера маховика 3 и передней крышки 4. Конечно-элементная модель (рис. 2) содержит порядка 40 тыс. узлов и 100 тыс. конечных элементов.

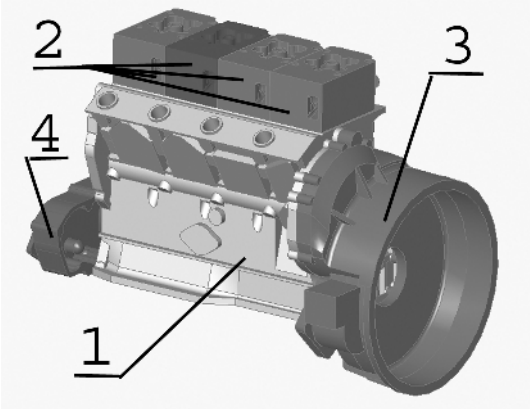


Рис. 1. Структурная модель двигателя:

1 – блок-картер двигателя;
2 – головки цилиндров;
3 – картер маховика;
4 – передняя крышка.

Акустическая модель двигателя

Акустическая модель двигателя (рис. 3) состоит из порядка 2000 граничных элементов. Упрощение геометрии гранично-элементной модели, применяемой для расчета излучения шума, по сравнению с конечно-элементной, применяемой для расчета вибрации, возможно благодаря тому, что размеры удаленных

для упрощения элементов конструкции много меньше размеров акустической волны. Виброскорость колебаний поверхности двигателя, используемая в качестве граничных условий при расчете излучения шума, определяется интерполяцией результатов, полученных в конечно-элементном расчете вибрации. Гранично-элементные расчеты были проведены с помощью программного пакета для расчетов непрямым методом граничных элементов, разработанного авторами.

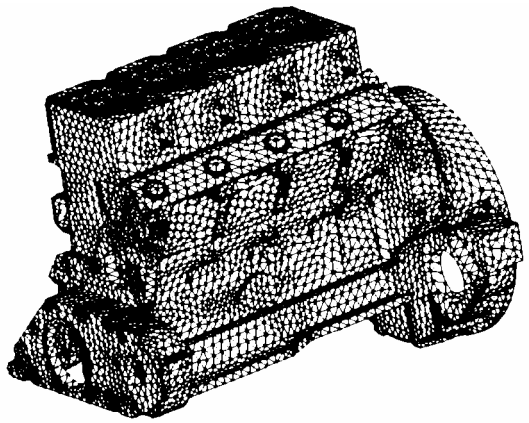


Рис. 2. Конечно-элементная модель двигателя

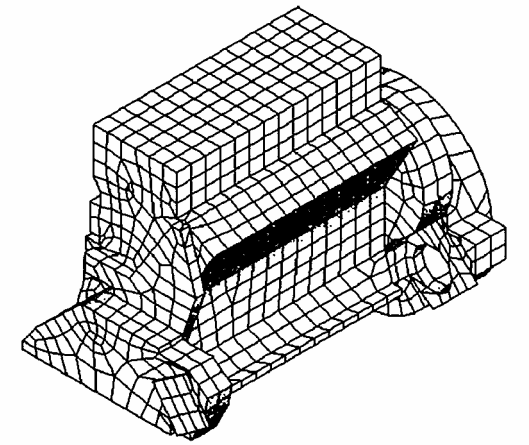


Рис. 3. Гранично-элементная модель двигателя

В данном программном пакете используется математический аппарат, подробно изложенный в монографии [5].

Основные уравнения непрямого метода граничных элементов

Распространение акустических волн малой амплитуды описывается волновым уравнением:

$$\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \nabla^2 p, \qquad (1)$$

где p(x,t) - давление,

c – скорость звука в среде.

Для случая гармонических колебаний с постоянной частотой волновое уравнение может быть упрощено и принимает вид уравнения Гельмгольца для трехмерного пространства:

$$\Delta\Psi + k^2\Psi = 0, \qquad (2)$$

где $k = \frac{\omega}{c}$ - волновое число,

$\omega = 2\pi f$ - круговая частота,

Ψ - потенциал акустического поля.

Комплексная амплитуда давления вычисляется как:

$$p = j\omega\rho\Psi, \qquad (3)$$

где ρ - плотность акустической среды,

j – мнимая единица

В качестве граничных условий используется следующее соотношение:

$$\frac{\partial\Psi}{\partial n} = -V_n, \qquad (4)$$

где $\frac{\partial\Psi}{\partial n}$ - градиент акустического потенциала по нормали к поверхности,

V_n – проекция виброскорости колебаний конструкции на нормаль к поверхности.

Непрямой метод граничных элементов использует сингулярное фундаментальное решение $G(x,\xi)$ трехмерного уравнения Гельмгольца (2) и его производную $F(x,\xi)$:

$$G(x,\xi) = \frac{1}{4\pi r}e^{-jkr}, \qquad (5)$$

$$F(x,\xi) = \frac{\partial G(x,\xi)}{\partial n}. \qquad (6)$$

Акустический потенциал Ψ и его производная $\frac{\partial\Psi}{\partial n}$ вычисляются для произвольной точки пространства, используя поверхностные интегралы:

$$\Psi(x) = \iint G(x,\xi)e(\xi)dS, \qquad (7)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial n}(x) = \iint_S F(x,\xi)e(\xi)dS, \qquad (8)$$

где $e(\xi)$ – плотность мнимых источников акустического потенциала, расположенных на границе расчетной области.

Таким образом, решение состоит в численной аппроксимации и отыскании плотности мнимых источников акустического потенциала $e(\xi)$.

Одноточечный граничный элемент

В программном пакете используется треугольный граничный элемент с однородной плотностью мнимых источников акустического потенциала $e(\xi) = e_i$ (рис. 4). Элемент имеет одну степень свободы. В качестве контрольной точки используется центр масс. Гранично-элементная сетка была создана на основе треугольных оболочечных элементов в препроцессоре конечно-элементного пакета.

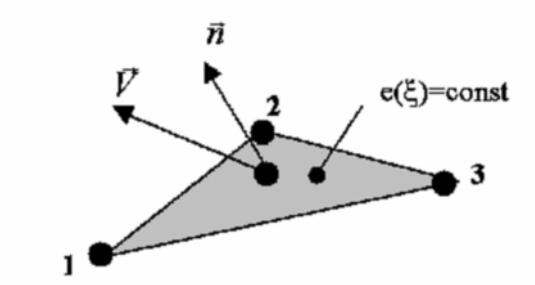


Рис. 4. Треугольный граничный элемент с одной степенью свободы

Осредненная по узлам амплитуда перемещений в элементе вычисляется как

$$\vec{u}_i = \frac{1}{3}(\vec{u}_{1i} + \vec{u}_{2i} + \vec{u}_{3i}). \qquad (9)$$

Осредненная скорость колебаний элемента вычисляется как

$$\vec{V}_i = 2\pi f \cdot \vec{u}_i. \qquad (10)$$

С помощью скалярного произведения определяется проекция виброскорости на нормаль к поверхности:

$$V_n = \vec{V}_i \circ \vec{n}. \qquad (11)$$

Выполняется переход от аналитических интегралов (7) и (8) к их дискретным аналогам:

$$\Psi(x_i) = \sum P_{ij} \cdot e_j, \qquad (12)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial n}(x_i) = \sum Q_{ij} \cdot e_j, \qquad (13)$$

где P_{ij} и Q_{ij} - матрицы комплексных коэффициентов, которые показывают влияние плотности источников акустического потенциала j-го элемента на потнециал Ψ и его производную $\frac{\partial \Psi}{\partial n}$ в контрольной точке i-го элемента.

Коэффициенты матрицы вычисляются трехточечным численным интегрированием, за исключением несобственных интегралов Q_{ii}, которые равны –1/2

В соответствии с (4) и (13) мы можем определить плотности мнимых источников потенциала e_i в элементах, используя следующую систему уравнений:

$$[Q_{ij}] \cdot (e_j) = -(V_{nj}). \qquad (14)$$

После решения системы уравнений (14), комплексные амплитуды давления в контрольных точках граничных элементов могут быть определены используя соотношения (3) и (12):

$$(p_j) = j\omega\rho \cdot [P_{ij}] \cdot (e_j). \qquad (15)$$

Интенсивность звукового излучения в контрольных точках может быть определена как комплексно-сопряженное произведение:

$$I_i = p_i \cdot V_{ni}^*. \qquad (16)$$

Соотношение (15) может быть также использовано для определения комплексной амплитуды давления в произвольной точке пространства:

$$p_K = j\omega\rho \cdot \sum P_{Kj} \cdot e_j, \qquad (17)$$

где вектор комплексных коэффициентов P_{Kj} определяется численным интегрированием.

Взаимодействие математических моделей и основные этапы решения

Для проведения расчета структурного шума и вибрации необходимо связать несколько математических моделей (рис. 5).

На первом этапе необходимо построить математические модели возбуждения вибрации корпусных де-

талей вследствие неуравновешенности движущихся деталей и перекладок поршней (механический шум) и сил давления газа (шум рабочего процесса).

На втором этапе необходимо провести расчет вибрации корпусных деталей по принятым моделям возбуждения вибрации.

На третьем этапе необходимо провести расчет излучения шума поверхностью корпусных деталей, используя результаты расчета колебаний, полученные на втором этапе.

На основе расчета излучения шума определяются интегральные характеристики шума, позволяющие сопоставить результаты расчета с данными, получаемыми при экспериментальных измерениях.

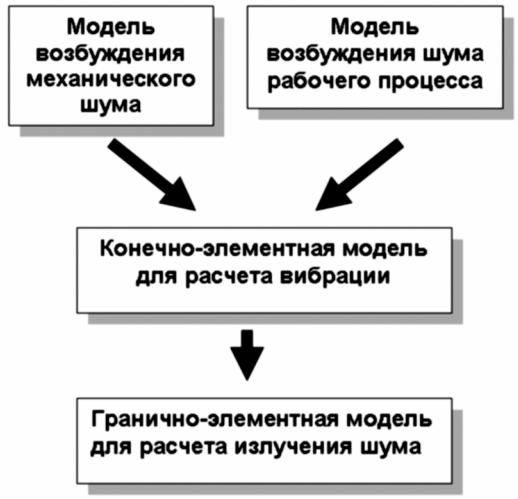


Рис. 5. Последовательность расчета структурного шума и вибрации блок картера автомобильного двигателя

Результаты расчета структурного шума

Расчетный анализ эффективности применения дополнительных ребер жесткости для снижения структурного шума (рис. 6,7) служит примером практического применения математической модели.

Были рассчитаны поля интенсивности звукового излучения гармоник вынужденных колебаний (рис. 9). Интегрированием интенсивности звукового излучения по площади поверхности корпусных деталей определены мощности звукового излучения гармоник вынужденных колебаний. На рис. 8 представлено сравнение мощностей звукового излучения гармоник вынужденных колебаний в октаве 1 кГц для блока двигателя без дополнительных ребер и с дополнительными ребрами.

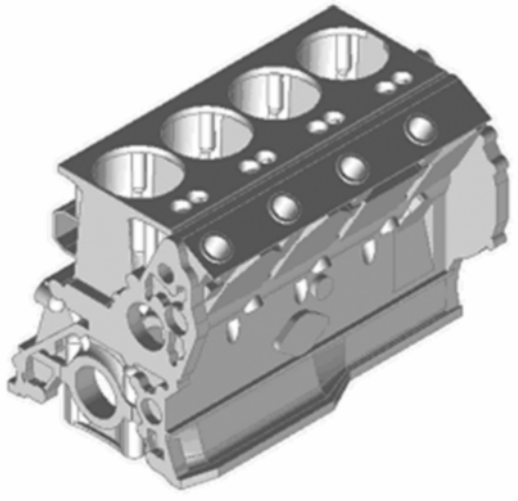


Рис. 6. Блок цилиндров двигателя без дополнительных ребер жесткости

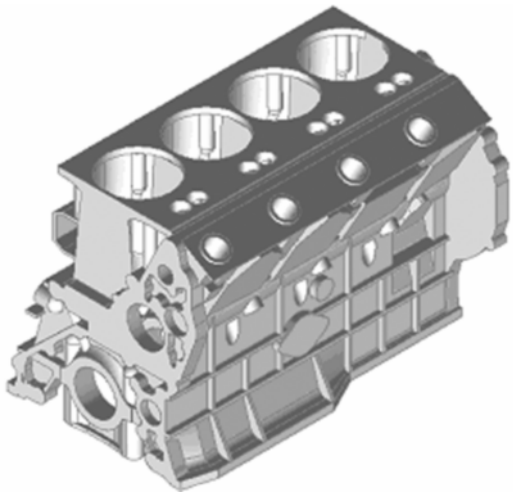


Рис. 7. Блок цилиндров двигателя с дополнительными ребрами жесткости

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Численное моделирование может эффективно использоваться для предсказания виброакустических характеристик на ранних стадиях проектирования двигателей, что позволяет существенно снизить затраты на экспериментальную доводку.

Дальнейшее развитие исследование связано :

1) с усложнением используемых моделей возбуждения вибрации корпусных деталей, учетом воздействия на вибрацию работы агрегатов двигателя;

Рис. 8. Акустическая мощность L_W [дБА] гармоник вынужденных колебаний в октаве 1 кГц блока без и с дополнительными ребрами жесткости

2) учетом влияния деталей кривошипно-шатунного механизма на жесткость корпусных деталей;

3) совершенствованием моделей демпфирования механических колебаний в двигателе;

4) учетом непостоянства частоты вращения коленчатого вала двигателя и разброса функции изменения давления от времени по циклам.

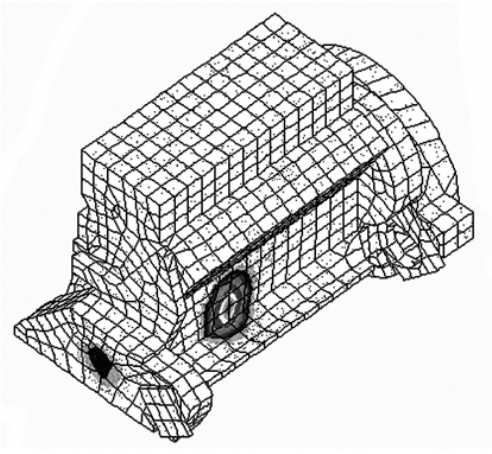


Рис. 9. Интенсивность излучения звука одной из гармоник вынужденных колебаний

Литература

1. ОСТ 37.001.266-83. Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения.

2. Die Akustikanalyse von Verbreimungsmotoren // MTZ : Motortechnische Zeitschrift. Stuttgart.- 1995.– Vol. 56, № 4.- P. 225-227.

3. Шатров М.Г., Труш А.Ю. Конечно-элементная модель блок-картера V-образного дизеля для исследования его вибро-акустических характеристик.// Повышение эффективности работы автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр.- М.: МАДИ, 1988.- С. 15-18.

4. Шатров М.Г., Галевко Ю.В., Слуцкин Л.О. Исследование виброакустических характеристик блок-картера дизеля 6Ч 11/12.5 // Повышение эффективности работы автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр.- М.: МАДИ, 1988.- С. 19-21.

5. Бенерджи П. Баттерфилд Р. Метод граничных элементов в прикладных науках / Пер. с англ.– М.: Мир, 1984.– 494 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.П. Марченко, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.

УДК 539.3

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СПИРАЛЬНО АРМИРОВАННЫХ ТОЛСТОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК

П.П. Лепихин, д-р физ.-мат. наук, В.А. Ромащенко, канд. техн. наук,

С.А. Тарасовская, асп.,

Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев,

В.Ф. Деменко, канд. техн. наук,

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

Композитные материалы (КМ) находят все более широкое применение в технике, в частности в двигателестроении. Очень часто конструктивные элементы, выполненные из КМ, подвергаются нестационарным нагрузкам: например, защитные силовые оболочки и другие конструкции, рассчитанные на сохранение своей работоспособности в случае резкого увеличения нагрузок на несущие элементы [1, 2]. Структура и технология создания композитных материалов предопределяют их качественные различия в реакции на динамическую нагрузку. В приложениях широко используются оболочки вращения, изготовленные из композитных материалов со спиралеобразным армированием под определенным углом к образующей. Такие оболочки, как правило, локально ортотропны, но главные оси анизотропии при этом не совпадают с осями цилиндрической системы координат x, φ, r. Известны исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) подобных конструкций для условий статического нагружения [3], экспериментальные данные по внутреннему взрывному нагружению стеклоэпоксидных оболочек [1, 4], публикация [5], в которой численно исследуется осесимметричная волновая динамика спирально армированных цилиндров на основе приближенной теории тонких оболочек. Динамические задачи теории упругости о влиянии угла спиральной намотки на НДС толстостенных полых цилиндрических тел, насколько известно авторам, не рассматривались.

Ранее авторами была выполнена модификация и апробация двумерного численного метода Уилкинса для исследования осесимметричной динамики толстостенных ортотропных оболочек в цилиндрических координатах [6]. Главные направления анизотропии при этом совпадали с координатными осями, благодаря чему тождественно обнулялись часть компонент тензоров напряжений и деформаций и окружное перемещение. В этой работе выполнена дальнейшая модификация двумерного алгоритма Уилкинса на случай ортотропных цилиндрических оболочек с произвольным углом армирования.

Дадим математическую формулировку задачи исследования (начало координат условимся всегда располагать в центре симметрии цилиндра). Уравнения движения в цилиндрических координатах с учетом осевой симметрии и произвольного (от 0 до 90°) угла армирования α имеют вид

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} = \rho \frac{du_r}{dt};\\
&\frac{\partial \tau_{rx}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\tau_{rx}}{r} = \rho \frac{du_x}{dt};\\
&\frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{x\varphi}}{\partial x} + \frac{2\tau_{r\varphi}}{r} = \rho \frac{du_\varphi}{dt},
\end{aligned} \qquad (1)$$

где ρ - плотность материала,

$\sigma_r, \sigma_\varphi, \sigma_x, \tau_{rx}, \tau_{r\varphi}, \tau_{x\varphi}$ - компоненты тензора напряжений;

t - время; u_r, u_φ, u_x - компоненты вектора скорости перемещений.

Геометрические соотношения, выражающие тензор скоростей деформаций через вектор скорости перемещений, запишем следующим образом:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}; \quad \varepsilon_\varphi = \frac{u_r}{r}; \quad \varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x};$$
$$\gamma_{rx} = \frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r}; \quad \gamma_{r\varphi} = \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r}; \qquad (2)$$
$$\gamma_{x\varphi} = \frac{\partial u_\varphi}{\partial x}.$$

Физические уравнения с учетом произвольного (от 0 до 90^o) угла армирования α запишем в векторной форме:

$$d\{\sigma_x;\sigma_\varphi;\sigma_r;\tau_{x\varphi};\tau_{\varphi r};\tau_{rx}\} = C\{\varepsilon_x;\varepsilon_\varphi;\varepsilon_r;\gamma_{x\varphi};\gamma_{\varphi r};\gamma_{rx}\}dt, \qquad (3)$$

где квадратная матрица C размерности 6×6 симметрична ($C_{ij} = C_{ji}$) и имеет следующие ненулевые компоненты:

$$C_{12} = B_{x\varphi} + (A_x + A_\varphi - 2B_{x\varphi} - 4G_{x\varphi})\times$$
$$\times \sin^2\alpha\cos^2\alpha;$$
$$C_{44} = G_{x\varphi}\cos^2 2\alpha + (A_x + A_\varphi - 2B_{x\varphi})\times$$
$$\times \sin^2\alpha\cos^2\alpha;$$
$$C_{33} = A_r;$$
$$\{C_{11};C_{22}\} = \{A_x;A_\varphi\}\cos^4\alpha + \{A_\varphi;A_x\}\times$$
$$\times \sin^4\alpha + \{1;1\}(0.5B_{x\varphi} + G_{x\varphi})\sin^2 2\alpha;$$
$$\{C_{13};C_{23};C_{55};C_{66}\} = \{B_{rx};B_{\varphi r};G_{\varphi r};G_{rx}\}\times$$
$$\times \cos^2\alpha + \{B_{\varphi r};B_{rx};G_{rx};G_{\varphi r}\}\sin^2\alpha;$$
$$\{C_{34};C_{56}\} = \{B_{\varphi r} - B_{rx};G_{\varphi r} - G_{rx}\}\sin\alpha\cos\alpha;$$
$$\{C_{14};C_{24}\} =$$
$$= [\{A_\varphi;-A_x\}\sin^2\alpha + \{-A_x;A_\varphi\}\cos^2\alpha +$$
$$+ \{1;-1\}(B_{x\varphi} + 2G_{x\varphi})\cos 2\alpha]\sin\alpha\cos\alpha,$$
$$A_x = E_x(1-\upsilon_{\varphi r}\upsilon_{r\varphi})/D;$$
$$B_{x\varphi} = E_\varphi(\upsilon_{x\varphi} + \upsilon_{xr}\upsilon_{r\varphi})/D;$$
$$D = 1 - 2\upsilon_{x\varphi}\upsilon_{\varphi r}\upsilon_{rx} - \upsilon_{x\varphi}\upsilon_{\varphi x} -$$
$$- \upsilon_{\varphi r}\upsilon_{r\varphi} - \upsilon_{rx}\upsilon_{xr}.$$

Выражения для $A_\varphi, A_r, B_{\varphi r}, B_{rx}$ получают путем циклической перестановки индексов x, φ, r;

$E_i, \nu_{ij}, G_{ij}\ (i, j = x, \varphi, r; \quad i \neq j)$ – технические характеристики упругости ортотропного материала в главных осях анизотропии при угле армирования $\alpha = 0$, то есть в случае цилиндрически ортотропного тела.

При этом необходимо, чтобы выполнялись равенства [7]:

$$E_i\upsilon_{ji} = E_j\upsilon_{ij},\ i \neq j. \qquad (4)$$

Система уравнений (1)-(3) замыкается начальными и граничными условиями. Начальные условия полагались нулевыми. Граничные условия – силовыми или кинематическими. Несмотря на наличие всех компонент перемещений, напряжений и деформаций, краевая задача (1) - (3) будет осесимметричной в том смысле, что ни одна из ее переменных не будет зависеть от угловой координаты φ [3].

На основе приведенных уравнений авторами был разработан пакет прикладных программ (ППП) для осесимметричного двумерного динамического численного расчета толстостенных цилиндрических оболочек вращения при произвольном угле армирования, основанный на явной по времени интегро-интерполяционной по пространству конечно-разностной схеме Уилкинса [6]. В работе [8] выполнено довольно тщательное тестирование ППП на ряде задач, имеющих известные аналитические либо численные решения. Там же было доказано, что предложенный ППП обладает достаточно высокой точностью.

Далее с помощью разработанного ППП исследовалась динамика цилиндрической оболочки конечной длины L = 0.4м; внутреннего радиуса R_1 = 0.1м, наружного радиуса R_2 = 0.116м в зависимости от угла армирования α. Торцы цилиндра и внешняя поверхность свободны от нагрузок, внутреннее давление меняется по закону [6]:

$$\sigma_r = -\sigma_0 R_1^3 l^{-3} H(la^{-1} - t),$$

где σ_0=186 МПа;

a=6310 м/с;

$l = \sqrt{x^2 + R_1^2}$;

H(t) – функция Хевисайда.

Рассматривалось четыре вида материала [2]:

1. ρ=1990 кг/м^3; E_x=14000 МПа; E_φ=57000 МПа; E_r=14000 МПа; $\nu_{x\varphi}$=0.068; $\nu_{\varphi r}$=0.277; ν_{rx}=0,4; G_{rx}=5000 МПа; $G_{x\varphi}$=5750 МПа; $G_{\varphi r}$=5750 МПа.;

2. ρ=1880 кг/м^3; E_x=14500 МПа; E_φ=47600 МПа; E_r=20700 МПа; $\nu_{x\varphi}$ =0.099; $\nu_{\varphi r}$ = 0.149; ν_{rx}=0.325; G_{rx}=4340 МПа; $G_{x\varphi}$=5010 МПа; $G_{\varphi r}$=5310 МПа.;

3. ρ=1870 кг/м^3; E_x=11000 МПа; E_φ=36800 МПа; E_r=26800 МПа; $\nu_{x\varphi} = \nu_{\varphi r}$ = 0.105; ν_{rx}=0.431; G_{rx}=4140 МПа; $G_{x\varphi}$=4470 МПа; $G_{\varphi r}$=5050 МПа.;

4. ρ=1760 кг/м^3; E_x=10500 МПа; E_φ=30900 МПа; E_r=27400 МПа; $\nu_{x\varphi}$ =0.151; $\nu_{\varphi r}$ = 0.123; ν_{rx}=0.417; G_{rx}=3690 МПа; $G_{x\varphi}$=3360 МПа; $G_{\varphi r}$=3960 МПа.

Численные результаты показали, что наибольшую частоту колебаний по всем формам имеет оболочка из материала 1, наименьшую – из материала 4. При этом динамика материала 2 близка к 1, а 3 - к 4. Поскольку материалы 1 и 4, как показал анализ, имеют наибольшие отличия по жесткости (частотам), приведем демонстрационные данные именно для этих материалов. Параметр β обозначает угол закручивания одного из торцов цилиндра относительно другого в градусах, w_x – осевое перемещение внутренней точки правого торца x = L/2. Кривым 1 соответствует α = 0; 2 – 22.5^o; 3 – 45^o; 4 – 67.5^o; 5 – 90^o. Рис. 1 соответствует материалу 1, рис. 2 – материалу 4, на всех рисунках приводятся графики изменения определенных физических величин во времени: а - σ_φ на внутренней поверхности в центральном сечении цилиндра (x=0); б - осевого перемещения w_x на торце; в - угол закручивания β.

Из рисунков явно видно, что при промежуточных углах намотки ($0<\alpha<90^0$) появляются крутильные колебания конструкции, тождественно отсутствующие при осевом (α=0) либо окружном (α=90^o) армировании. Цилиндр начинает совершать колебания в радиальном, осевом и окружном направлениях одновременно. При α = 67.5^o происходит качественное изменение гармонического характера колебаний σ_φ (см. появление «седла» на рис. 2, а) в случае материала 4. Для материала 1 этот эффект выражен более слабо. Характер колебаний σ_x для всех рассмотренных материалов существенно зависит от α и сильно отличается от гармонического. Окружные напряжения минимальны и при этом осевые напряжения максимальны одновременно примерно при одном и том же угле намотки, причем для материала 1 этот угол близок к 45^0, а для материала 4 – к 67.5^0.

Минимальная интенсивность напряжений в конструкции реализуется при $\alpha \approx 90^o$ для материала 1 и при $\alpha \approx 45^o$ для материала 4. То есть не всегда распределение колебаний (движений) на большее количество форм (степеней свободы) при неизменной нагрузке (начальной энергии) может приводить к снижению напряженности (интенсивности напряжений) конструкции (при α=90^o крутильные формы колебаний цилиндра отсутствуют вовсе).

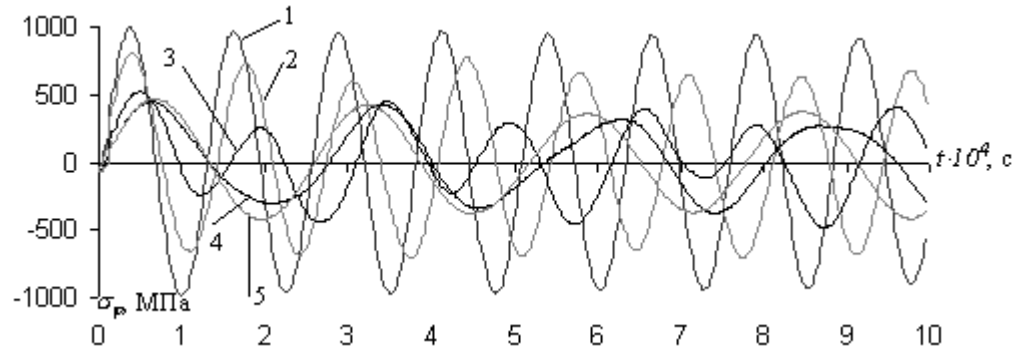
Колебания w_x существенно зависят как от α , так и от вида материала: для материала 1, например, при α=45^o колебания w_x близки к гармоническим, чего нельзя сказать о материале 4. Максимальные крутильные колебания β наблюдаются при α=22.5^o для всех рассмотренных материалов.

Выводы

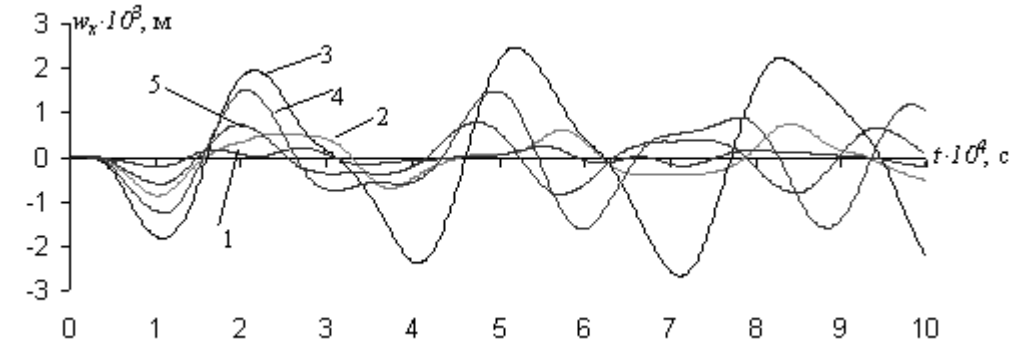
– Модифицирован численный алгоритм Уилкинса решения нестационарных двумерных краевых задач на случай толстостенных композитных спирально армированных цилиндрических оболочек при осесимметричном нагружении.

– На базе развитого метода исследована осесимметричная динамика анизотропной оболочки в зависимости от угла армирования для некоторых определенных четырех видов КМ, обнаружен ряд физических эффектов, связанных с появлением крутильных форм колебаний и не имеющих места в телах с цилиндрической ортотропией.

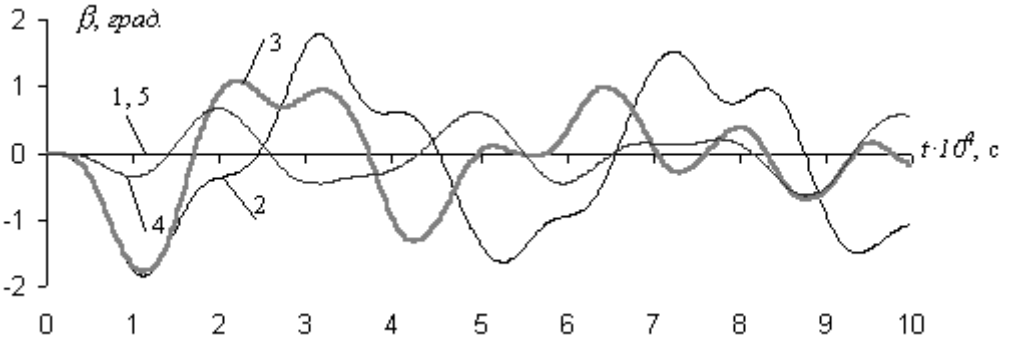
– Динамика спирально армированных цилиндрических композитных оболочек сложным образом зависит от угла намотки волокон; экстремумы напряжений и перемещений при этом наблюдаются как при промежуточных ($0<\alpha<90^0$) углах армирования, так и при предельных (0 или 90^0); их величина и месторасположение по α существенно зависят от материала. Поэтому можно сделать вывод о том, что динамическую прочность спирально армированных оболочек вращения даже с точки зрения консервативных инженерных расчетов весьма проблематично (если не невозможно) описывать с помощью упрощенных приближенных моделей типа цилиндрической ортотропии.



а

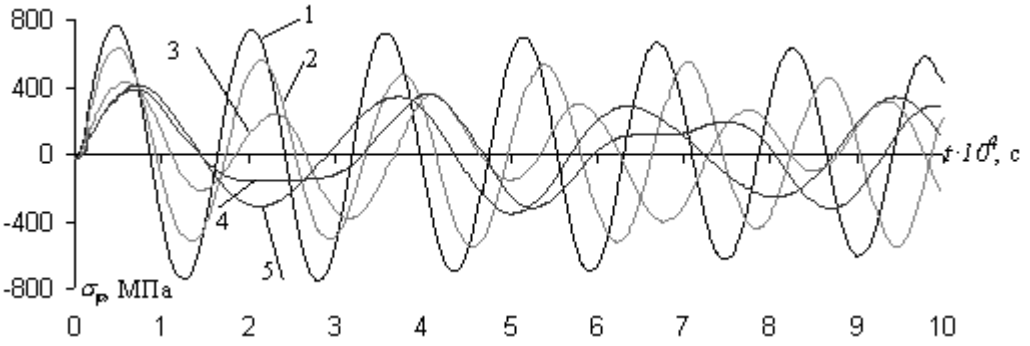


б



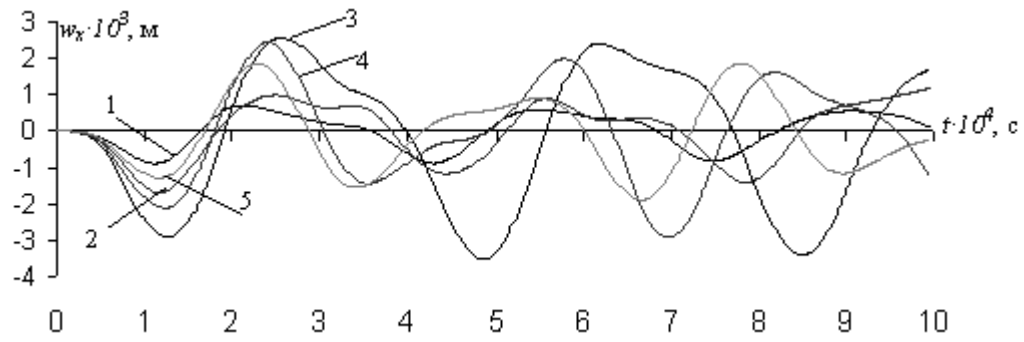
в

Рис. 1. Влияние α на динамическое НДС цилиндрической оболочки из материала 1

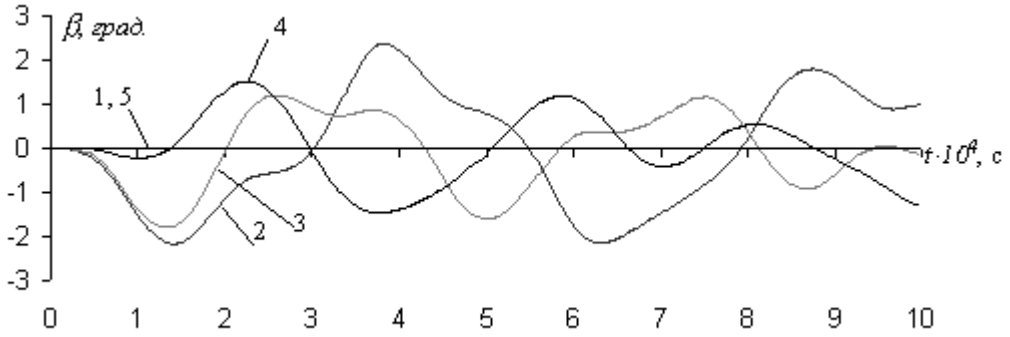


а

Рис. 2. Влияние α на динамическое НДС цилиндрической оболочки из материала 4



б



в

Окончание рис. 2

Литература

1. Федоренко А.Г., Сырунин М.А., Иванов А.Г. Динамическая прочностть оболочек из ориентированных волокнистых композитов при взрывном нагружении (обзор) // Прикл. механика и техн. физика.– 1993.- № 1.- С. 126-133.

2. Ашкенази Е.К., Ганов Э.В. Анизотропия конструкционных материалов. Справочник.- Л.: Машиностроение, 1980.- 247 с.

3. Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Панкратова Н.Д. Задачи теории упругости неоднородных тел.– К.: Наук. думка, 1991.– 216 с.

4. Рыжанский В.А., Русак В.Н., Иванов А.Г. Оценка взрывостойкости цилиндрических композитных оболочек // Физика горения и взрыва.- 1999.- Т. 35, № 1.- С. 115-121.

5. Навал И.К., Сабодаш П.Ф. Осесимметричные волны в ортотропной цилиндрической оболочке // Механика композитных материалов.– 1981.- № 5.- С. 924-928.

6. Пределы применимости метода Уилкинса для исследования динамического напряженно-деформированного состояния анизотропных упругих осесимметричных оболочек / П.П. Лепихин, В.А. Ромащенко, С.А. Тарасовская, В.Г. Корбач // Проблемы прочности.– 2003.– № 1.– С. 76-86.

7. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела.- М.: Наука, 1977.- 416 с.

8. Лепихин П.П., Ромащенко В.А., Тарасовская С.А. Модификация метода Уилкинса для исследования динамики осесимметричных ортотропных толстостенных оболочек // Конструкционная прочность материалов и ресурс оборудования АЭС: Тез. докл. Междунар. конф. (20-22 мая 2003 г.).– К.: Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2003.– С. 67.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, вед. науч. сотр. Н.К. Кучер, ИПП НАН Украины, г. Киев.

УДК 539.3

ВОЗДЕЙСТВИЕ ИМПУЛЬСНЫХ НАГРУЗОК НА ОБОЛОЧЕЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГТД

Ю.С. Воробьев, д-р техн. наук,

М.В. Чернобрывко, канд. техн. наук,

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного, г. Харьков, Украина;

Л. Крушка, д-р фил.,

Военно-техническая академия, Варшава, Польша

Элементы газотурбинных двигателей подвергаются воздействию импульсных нагрузок, интенсивность которых растет с увеличением единичной и удельной мощности ГТД и скоростей движения транспортных средств. Известна актуальность изучения воздействия таких нагрузок на вентиляторные лопатки и лопаточный аппарат компрессоров авиационных двигателей [1, 2]. Однако элементы корпусов, роторов барабанного типа и входных устройств ГТД также могут подвергаться импульсным нагрузкам. Источником таких нагрузок являются твердые частицы, засасываемые в двигатель. Наиболее интенсивные нагрузки возникают при ударе частей лопаток и межлопаточных связей при их обрыве. При этом воздействие испытывают как элементы корпуса, так и ротора.

Скоростная деформация элементов ГТД при таких воздействиях может проходить как в упругой, так и в упругопластической стадиях [3 - 5]. Для моделирования элементов корпуса могут быть использованы зависимости для цилиндрических и конических оболочек [6 - 8]. Чтобы обеспечить возможность учета волновых процессов целесообразно использовать теорию оболочек типа Тимошенко. В зоне вентиляторных лопаток и лопаток первых ступеней компрессоров корпус часто укрепляется за счет композитных элементов. Поэтому целесообразно рассмотреть анизотропные модели оболочек [7]. Элемент корпуса ГТД рассматривается как часть цилиндрической оболочки. Система координат xyz связана со серединной поверхностью элемента оболочки. Оси x и y совпадают с главными осями анизотропии и направлены по главным кривизнам оболочки. Ось z перпендикулярна к серединной поверхности и направлена внутрь оболочки.

Вектор перемещений $U(u, v, w, \psi_x, \psi_y)$ имеет своими компонентами перемещения в направлении осей x, y, z и углы поворота нормали к серединной поверхности оболочки относительно осей x и y. Далее используются следующие обозначения:

h – толщина оболочки,

ρ - плотность материала,

E_x, E_y – модули упругости анизотропного материала при растяжении,

G_{xy}, G_{xz}, G_{yz} – при сдвиге,

ν_{xy}, ν_{yz} – коэффициенты Пуассона,

$$D_x^0 = \frac{E_x h}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}};$$

$$D_y^0 = \frac{E_y h}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}}$$ - продольные,

$$D_{xy}^0 = G_{xy} h;\ D_{xz}^0 = G_{xz} h;$$

$D_{yz}^0 = G_{yz} h$ - сдвиговые жесткости оболочки в направлении главных осей анизотропии,

$D_x = D_x^0 h^2/12;\ \ D_y = D_y^0 h^2/12;\ \ J = h^3/12$ - моменты инерции нормального к серединной поверхности элемента.

Уравнения динамики ортотропной круговой цилиндрической оболочки в волновом приближении Тимошенко могут быть представлены в матричном виде [7]:

$$A\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}+B\frac{\partial^2 U}{\partial y^2}+C\frac{\partial^2 U}{\partial xy}+$$
$$+a\frac{\partial U}{\partial x}+b\frac{\partial U}{\partial y}+cU= \qquad . \qquad (1)$$
$$=P+M\frac{\partial^2 U}{\partial t^2}$$

Матрицы A и B имеют отличными от нуля только диагональные элементы:

$$A_{11}=D_x^0,\ A_{22}=D_{xy}^0,\ A_{33}=D_{xz}^0,$$
$$A_{44}=D_x,\ A_{55}=D_{xy};$$
$$B_{11}=D_{xy}^0,\ B_{22}=D_y^0,\ B_{33}=D_{yz}^0,$$
$$B_{44}=D_{xy},\ B_{55}=D_y.$$

В остальных матрицах C, a, b и c отличны от нуля только такие элементы:

$$C_{12}=D_x^0\nu_{yx}+D_{xy}^0,\ C_{21}=D_y^0\nu_{xy}+D_{xy}^0,$$
$$C_{45}=D_x\nu_{yx}+D_z,\ C_{54}=D_y\nu_{xy}+D_z;$$

$$a_{13}=-\frac{D_x^0\nu_{yx}}{R},\ a_{31}=\frac{D_y^0\nu_{xy}}{R},\ a_{32}=\frac{D_y^0}{R},$$
$$a_{34}=D_{xz}^0,\ a_{43}=-D_{xy}^0;$$

$$b_{23}=-\frac{D_y^0}{R},\ b_{35}=D_{yz}^0,\ b_{53}=-D_{yz}^0;$$

$$c_{33}=-\frac{D_y^0}{R},\ c_{44}=-D_{xz}^0,\ c_{55}=-D_{yz}^0;$$

P – вектор-столбец нагрузок с компонентами (p_x, p_y, p_z).

В матрице масс M отличными от нуля являются только диагональные члены:

$$m_{11}=m_{22}=m_{33}=\rho;\ m_{44}=m_{55}=\rho J.$$

Из уравнения (1) могут быть получены и уравнения изотропной оболочки.

Локальная импульсная нагрузка представляется как нагрузка, распределенная по прямоугольной площадке со сторонами x_0, y_0 или по круговой площадке радиусом r_0. Изменение нагрузок во времени может быть представлено с помощью экспоненциального или синусоидального законов [3, 7]

$$P=P_0e^{-t/t_1},$$
$$P=P_0\sin\frac{\pi t}{t_1}\left[\mathrm{sign}(t_1-t)+1\right] \qquad (2)$$

или с помощью функции Хэвисайда

$$P=P_0\left[H(t)-H(t_1-t)\right]. \qquad (3)$$

Здесь t_1 – время окончания действия нагрузки. Выбор закона нагружения зависит от конкретного процесса и метода численной реализации задачи.

Для интегрирования уравнений (1) используется явная разностная схема метода сеток [3, 7]. Размеры сеточной области с шагами Δx, Δy выбираются такими, чтобы отраженные волны не успевали приходить в исследуемую точку до момента анализа в ней поведения оболочки. По толщине оболочки в зависимости от решаемой задачи берется от одного до трех слоев. Перемещения и углы поворотов определяются в узлах сетки, а силы, моменты, деформации и напряжения – в центре образованных сеткой элементов [3, 7]. Члены уравнения (1) с недиффиренцируемыми переменными приводятся к узлам путем осреднения соответствующих значений. Шаг по времени Δt определяется скоростью распространения упругих волн и размеров шагов по координатам Δx, Δy [7]. В процессе вычислений проверяется сходимость и устойчивость разностной схемы и ведется контроль за выполнением разностного аналога закона сохранения энергии. Сила P(t) задается с помощью одной из зависимостей (2) или (3) или определяется в процессе расчета.

При контактном ударе перемещение W_m тела-ударника массой m, имеющего в момент начала контакта скорость V_0, будет [9]:

$$W_m(t)=V_0t-\frac{1}{m}\int_0^t dt\int_0^t P(t)dt=$$
$$=\alpha(P)+w(x_0,y_0,z_0,t), \qquad (4)$$

где $\alpha(P)$ принимает закон проникновения тела в оболочку,

$w(x_0,y_0,z_0,t)$ – перемещение оболочки в месте контакта с телом.

Предполагается, что на каждом интервале времени Δt сила P(t) изменяется по линейному закону. В начальный момент P(0) = 0 [9].

На каждом шаге при вычислении компонент тензора напряжений проверяется выполнение условий текучести Мизеса с учетом динамического предела текучести [3]:

$$\sigma_T^d = \sigma_T^{ct}\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_i}{D}\right)^{\frac{1}{n}}\right], \qquad (5)$$

где $\dot{\varepsilon}_i$ – скорость интенсивности деформаций,

σ_T^{ct} – статический предел текучести,

D, n – параметры динамического упрочнения материалов, определяемые экспериментально.

При значениях интенсивностей напряжений $\sigma_i < \sigma_T^d$ скоростная деформация происходит в упругой области, при $\sigma_i \ge \sigma_T^d$ – в пластической области, где используются зависимости

$$\sigma_i = 3G\varepsilon_i\left[1-\omega(\varepsilon_i,\dot{\varepsilon}_i)\right], \qquad (6)$$

где G – модуль упругости при сдвиге,

ε_i – интенсивность деформаций,

$\omega(\varepsilon_i,\dot{\varepsilon}_i)$ – функция упрочнения [3]:

$$\omega(\varepsilon_i,\dot{\varepsilon}_i) = \lambda\left\{1-\frac{\varepsilon_T^{ct}}{\varepsilon_i}\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_i}{D}\right)^{\frac{1}{n}}\right]\right\}, \qquad (7)$$

где ε_T^{ct} – деформация, соответствующая статическому пределу текучести,

$\lambda = 1 - E_1/E$,

E – модуль упругости,

E_1 – модуль упрочнения [3].

При расчете деформирования оболочки в пластической стадии проводится проверка разрушения материала. При этом может использоваться энергетический критерий или критерий Г.С. Писаренко–А.А. Лебедева [5]:

$$\chi\sigma_i + (1-\chi)\sigma_1 \le \sigma_c^+, \qquad (8)$$

где σ_1 – максимальное нормальное напряжение

$\chi = \sigma_b^+ / \sigma_b^-$;

σ_b^+, σ_b^- – пределы сопротивления при растяжении и сжатии.

Расчеты показывают, что при локальном импульсном воздействии смещения оболочки, соизмеримые с ее толщиной, происходят в ограниченной области и резко падают за ее пределами. Если не учитывается физическая нелинейность, описываемая выражениями (5) – (7), область больших смещений расширяется в 1,5 раза, а сами смещения и деформации оказываются заниженными.

Характер изменения интенсивностей деформаций в зависимости от расстояния до центра области нагружения для различных моментов времени показан на рис. 1, а в зависимости от времени – на рис. 2. Импульсная нагрузка приложена на круговой площадке радиусом r_0 (r_0/h=7). Результаты расчетов нашли экспериментальное подтверждение [3]. Исследования показали, что при воздействии на тонкостенные элементы конструкций локальных импульсных нагрузок необходимо использование теории оболочек типа Тимошенко не только для учета волновых процессов, но и в связи тем, что основные деформации происходят в весьма ограниченной области. В этой области деформированная срединная поверхность оболочки имеет большие локальные кривизны. Вне этой области деформации быстро уменьшаются, и исследование их не имеет особого смысла. В то же время в области развития больших деформаций, где учитываются зависимости (4) – (7), необходимо использовать, по крайней мере, теории оболочек типа Тимошенко и подробные сеточные схемы даже при малых соотношениях h/R (≈0,02). В ограниченных зонах, где согласно критериям прочности, например (8), происходит разрушение материала, могут использоваться трехмерные модели. На границах этих зон напряженно-деформированное состояние соответствует результатам расчетов на основе теории оболочек типа Тимошенко.

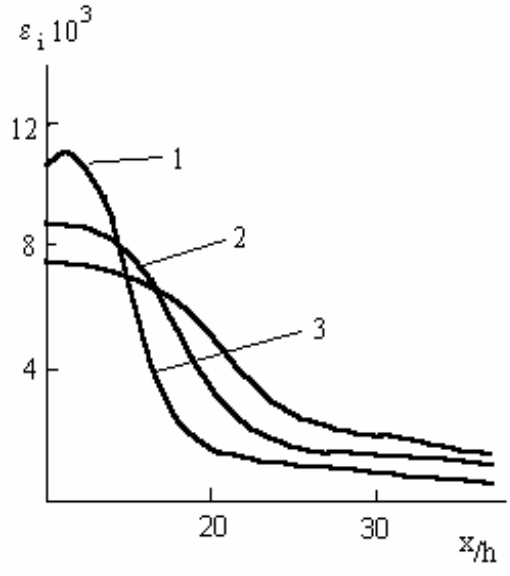


Рис. 1. Изменение интенсивности деформаций вдоль образующей оболочки для моментов времени:
100 мкс – (кривая 1),
300 мкс – (кривая 2),
500 мкс – (кривая 3).

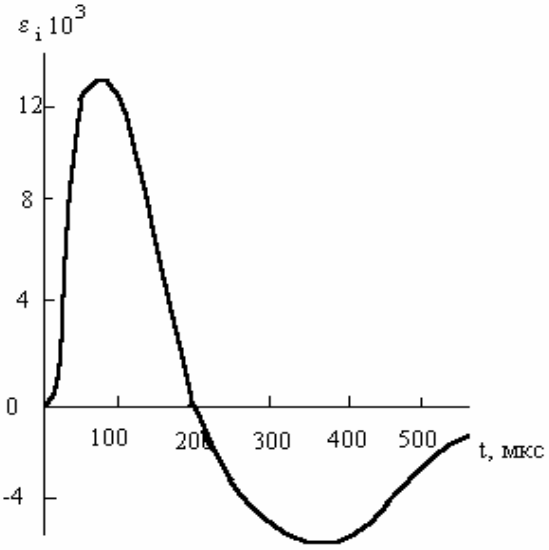


Рис. 2. Изменение интенсивности деформаций во времени в зоне x/h≈15.

Для ортотропной оболочки по сравнению с изотропной максимальные перемещения w уменьшаются, а интенсивности напряжений σ_i растут. Этот эффект наиболее проявляется при $E_y = 2E$, $E_x = E$ [7].

Таким образом, использование уравнений оболочки типа Тимошенко и динамических характеристик материала позволяет провести анализ прочности тонкостенных элементов корпусов ГТД при воздействии импульсных нагрузок.

Литература

1. Роль импульсных нагрузок для ГТД / Ю.С. Воробьев, А.В. Колодяжный, М.В. Чернобрывко, Л. Крушка // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2002.- Вип. №34. Двигуни та енергоустановки.- С. 136-140.

2. Storace A.F., Nimmer R.P., Ravenhall R. Analytical and Experimental Investigation of Bird Impact on Fan and Compressor Blading // Journal of Aircraft.-1984.- Vol. 21, № 7.- P. 520 - 527.

3. Скоростное деформирование элементов конструкций / Ю.С. Воробьев, А.В. Колодяжный, В.И. Севрюков, Е.Г. Янютин.- К.: Наук. думка, 1989.- 192 с.

4. Степанов Г.В. Упругопластическое деформирование и разрушение материалов при импульсном нагружении.- К.: Наук. думка, 1991.- 288 с.

5. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения / В.Т. Трощенко, А.А. Лебедев, В.А. Стрижало, Г.В. Степанов, В.В. Кривенюк.– К.: Логос, 2000.– 571 с.

6. Солоненко В.Р. Поведение цилиндрических оболочек и панелей при локальном динамическом воздействии // Прикл. механика.- 1977.- Т. 13, № 1.- С. 76 - 80.

7. Воробьев Ю.С., Детистов С.И. Влияние ортотропии на прочность цилиндрической оболочки при локальном динамическом воздействии // Проблемы машиностроения.- 1980.- Вып. 10.- С. 11-17.

8. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин.- К.: Наук. думка, 1988.- 224 с.

9. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем.- М.: Машиностроение, 1970.- 736 с.

Поступила в редакцию 30.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А. Лавинский НТУ «ХПИ», г. Харьков; канд. техн. наук М.Б. Милешкин, ИП Маш НАНУ, г. Харьков.

УДК 539.3

УСТОЙЧИВОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПАНЕЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКРЕПЛЕНИЯХ КРАЕВ

В.И. Ершов, канд. физ.-мат. наук, доц., З.Г. Ершова, канд. физ.-мат. наук, доц.,
Тутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии,
г. Тутаев, Россия

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Область применения оболочечных конструкций чрезвычайно широка: машиностроение, авиация, ракетостроение. Они находятся в различных условиях, в частности под воздействием динамических нагрузок, поэтому актуальным является расчет на устойчивость.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Общие вопросы устойчивости оболочек разработаны Н.А. Алфутовым, Д. Бушнеллом, А.С. Вольмиром, В.В. Кабановым, П.Е. Товстиком и др. Влияние граничных условий на критическую нагрузку при осевом сжатии цилиндрической оболочки рассмотрено в работах В.И. Кожевникова, Б. Альмрота, Х.М. Муштари, Э.И. Григолюка, В.В. Кабанова, П.Е. Товстика и др. В настоящей работе рассмотрены случаи, когда один из прямолинейных краев оболочки является слабозакрепленным. Эти случаи характерны тем, что форма потери устойчивости локализуется в окрестности этого края, экспоненциально затухая при удалении от него.

Цель исследований. Целью исследований являлось исследование потери устойчивости цилиндрической панели со слабозакрепленным прямолинейным краем и различными закреплениями криволинейных краев.

Результаты исследований. Рассмотрим устойчивость полубесконечной цилиндрической панели:

$$0 \le x \le l = \frac{L}{R},\ 0 \le \varphi \le \varphi_0,$$

где L – длина оболочки, R – радиус срединной поверхности оболочки (рис. 1).

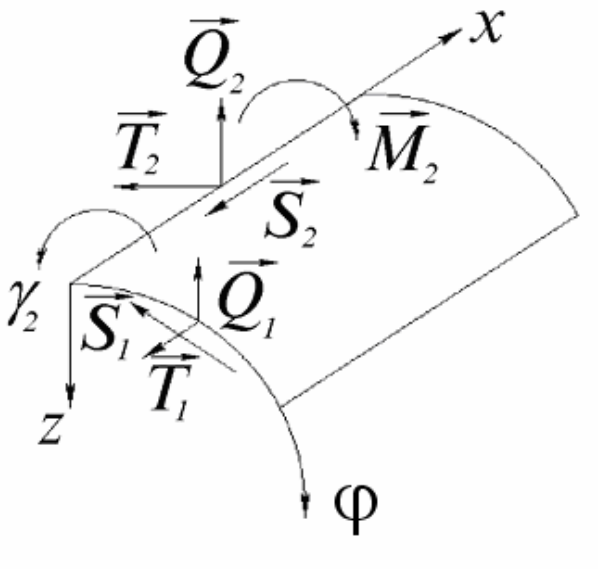


Рис. 1.

При исследовании влияния граничных условий на каждом из краев оболочки традиционно рассматриваются 16 различных вариантов граничных условий, при которых на краю оболочки полагаются равными нулю обобщенные перемещения u, v, w, γ или соответствующие им обобщенные усилия. Четыре условия на криволинейных краях $x = 0,\ x = l$ получаются в результате приравнивания к нулю одной из величин

$$\begin{matrix} u & v & w & \gamma & (1) \\ T_1 & S & Q_{1*} & M_1 & (0) \end{matrix} \qquad (1)$$

на прямолинейных $\varphi = 0,\ \varphi = \varphi_0$

$$\begin{matrix} v & u & w & \gamma_2 & (1) \\ T_2 & S & Q_{2*} & M_2 & (2). \end{matrix}$$

В работе [4] рассматриваемые 16 вариантов граничных условий (1) разбиваются на четыре группы в зависимости от того, какие условия должны выполняться при интегрировании системы уравнений, представляющих собой краевую задачу в нулевом

приближении. Эти условия называются главными. Задача об их выделении решалась также в работе [5]. Группы и соответствующие главные условия таковы:

1) группа заделки

$$w = \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad (1111,1110,1101,1100,1011,1010);$$

2) группа шарнирной опоры

$$w = \Phi = 0, \quad (0111,0110,0101,0100,0011,0010);$$

3) группа слабого закрепления

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0, \quad (1001,1000);$$

4) группа свободного края

$$\Phi = \frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0, \quad (0001,0000).$$

В случае замкнутой в окружном направлении оболочки или оболочки с шарнирно опертыми прямолинейными краями в [4] обнаружено 7 вариантов граничных условий, для которых имело место двукратное снижение критической нагрузки.

$$(0000)(1000)(0001)(0100)(0010)(1100)(1010).$$

Рассмотрим устойчивость панели со слабозакрепленным прямолинейным краем $\varphi = 0$. При потере устойчивости полное напряженное состояние складывается из основного (полубезмоментного) напряженно-деформированного состояния и краевого эффекта вблизи криволинейного края. Для цилиндрической оболочки, находящейся под действием осевого сжатия с безмоментным докритическим усилием $T_1^0 = -2Eh\mu^2\lambda$, уравнения устойчивости в безразмерных переменных имеют вид [1, 2, 3]:

$$\mu^2\Delta\Delta w - \frac{\partial^2\Phi}{\partial x^2} - 2\lambda\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \quad \mu^2\Delta\Delta\Phi + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0,$$
$$\mu^4 = h^2/\left(12R^2\left(1-\nu^2\right)\right) \qquad (2)$$

где Φ - функция усилий, с которой мембранное усилие T_1 связано формулой $T_1 = \frac{\partial^2\Phi}{\partial y^2}$. Параметр λ введен таким образом, чтобы для наименьшей критической нагрузки, замкнутой в окружном направлении цилиндрической оболочки при $\mu \to 0$, выполнялось соотношение $\lambda \to 1$.

Систему уравнений (2) можно привести к виду:

$$\mu^4\frac{\partial^8 w}{\partial\varphi^8} - 2\lambda\mu^2\frac{\partial^6 w}{\partial\varphi^4\partial x^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 0. \qquad (3)$$

Рассмотрим случай жесткой заделки обоих криволинейных краев [3] и случай, когда один край закреплен шарнирно, а другой – жестко [Ш3]. В этом случае переменные x и φ не разделяются.

Введем полную систему функций $X_k(x)$, удовлетворяющих граничным условиям, и будем искать решение уравнения (3) в виде

$$w(x,\varphi) = \sum_{k=1}^{N} X_k(x) w_k(\varphi). \qquad (4)$$

Применяя метод Бубнова - Галеркина, для функций $w_k(\varphi)$ приходим к системе обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\sum_{j=1}^{N}\left(\mu^4 a_{kj}^{(2)}\frac{d^8 w_j}{d\varphi^8} - 2\lambda\mu^2 a_{kj}^{(1)}\frac{d^4 w_j}{d\varphi^4} + a_{kj}^{(0)} w_j\right) = 0, \qquad (5)$$

где $k = 1,2,...,N$,

$$a_{kj}^{(m)} = \int_0^l \frac{d^m X_k}{dx^m}\frac{d^m X_j}{dx^m}dx, \quad m = 0,1,2. \qquad (6)$$

Решение системы (5), затухающее при удалении от края $\varphi = 0$, имеет вид

$$w_k = \sum_{j=1}^{4N} C_j w_{kj} e^{iq_j\varphi}. \qquad (7)$$

Здесь C_j - произвольные постоянные, а q_j удовлетворяют алгебраическому уравнению степени $8N$

$$\det\left(\mu^4 a_{kj}^{(2)} q^8 - 2\lambda\mu^2 a_{kj}^{(1)} q^4 + a_{kj}^{(0)}\right) = 0 \qquad (8)$$

и $\mathrm{Im}(q_j) > 0$.

Остальные неизвестные функции, входящие в формулировку граничных условий при $\varphi = 0$, имеют вид:

$$w(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}X_k(x)\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}e^{iq_j\varphi},$$

$$u(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}\frac{dX_k(x)}{dx}\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j^{-2}e^{iq_j\varphi},$$

$$v(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}X_k(x)\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j^{-1}e^{iq_j\varphi},$$

$$\gamma_2(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}X_k(x)\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j e^{iq_j\varphi},$$

$$Q_{2*}(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}X_k(x)\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j^{3}e^{iq_j\varphi},$$

$$S(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}\frac{d^3X_k(x)}{dx^3}\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j^{-3}e^{iq_j\varphi},$$

$$T_2(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}\frac{d^4X_k(x)}{dx^4}\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j^{-4}e^{iq_j\varphi},$$

$$M_2(x,\varphi)=\sum_{k=1}^{N}X_k(x)\sum_{j=1}^{4N}C_j w_{kj}q_j^{2}e^{iq_j\varphi}. \qquad (9)$$

Искомый параметр λ определяется из уравнения

$$\Delta(\lambda)=0, \qquad (10)$$

получающегося после подстановки решений (9) в граничные условия (1) и имеющего вид определителя порядка $4N$.

В случае жесткой заделки (ЗЗ) обоих краев $x=0,\ x=l$ функции $X_k(x)$ возьмем в виде

$$X_k(x)=\sin\frac{(2k-1)\pi x}{l}-\frac{2k-1}{2k+1}\sin\frac{(2k+1)\pi x}{l},$$
$$k=1,2,... \qquad (11)$$

В случае, когда один из краев закреплен шарнирно, а другой – жестко (ШЗ), положим

$$X_k(x)=\sin\frac{k\pi x}{l}-\frac{k}{k+1}\sin\frac{(k+1)\pi x}{l},\quad k=1,2,... \qquad (12)$$

Для слабо закрепленного прямолинейного края значения параметра $\lambda(0)$ приведены в таблице.

Таблица

Граничные усл. на прямолин. крае	ШШ	ШЗ		ЗЗ	
		N=1	N=2	N=1	N=2
0000	0.113	0.141	0.129	0.188	0.161
0100, 0001	0.223	0.279	0.277	0.372	0.330
0101	0.419	0.524	0.541	0.698	0.651

Найденные значения получены с использованием либо одной $(N=1)$, либо двух $(N=2)$ координатных функций (11) и (12). Для сравнения в столбце (ШШ) напечатаны значения параметра нагрузки $\lambda(0)$, соответствующие случаю шарнирного закрепления обоих краев. Граничные условия 0010 и 1000, которые в случае шарнирной опоры обоих краев $x=0,\ x=l$ давали снижение критической нагрузки, уже не являются условиями слабого закрепления, так как уравнение (10) не имеет корней $\lambda<0$.

Выводы и перспективы дальнейших исследований.

В данной работе построено нулевое (по отношению к малому параметру μ) приближение. Можно взять более точные уравнения равновесия и учесть влияние различных граничных условий на параметр нагрузки в пределах одной группы.

Подобную задачу можно рассмотреть в случае низкочастотных колебаний.

Литература

1. Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложение в технике. М.: Гостехиздат.- 1949.- 784 с.

2. Гольденвейзер А.Л. Теория тонких оболочек. М.: Наука.- 1976.- 512 с.

3. Григолюк Э.И., Кабанов В.В. Устойчивость оболочек. М.: Наука.- 1978.- 360 с.

4. Товстик П.Е. Устойчивость тонких оболочек. – М.: Наука. Физматлит.- 1995.- 320 с.

5. Черных К.Ф. Простой краевой эффект и расчленение граничных условий в линейной теории тонких оболочек // Изв. АН СССР. Механика.-1965.- Вып. 1.- С. 89-98.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензент: д-р техн. наук, профессор Ю.С. Воробьев, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков.

УДК 621.515:62-752

МЕТОДИКА ЭКСПРЕСС-ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПРЕССОРНЫХ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ К ДОЗВУКОВОМУ РЕШЕТОЧНОМУ ФЛАТТЕРУ

А.Л. Стельмах, канд. техн. наук, Я.А. Стельмах, А.П. Зиньковский, д-р техн. наук,
Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев, Украина

Постановка задачи. При разработке и вибрационной доводке дозвуковых вентиляторных и компрессорных ступеней газотурбинных двигателей актуальной задачей является оценка устойчивости лопаточного аппарата к решеточному флаттеру с учетом геометрии лопаток и решетки, диапазона рабочих углов атаки и других параметров, определяющих процесс автоколебаний лопаток. Самым сложным этапом при создании методик такой оценки является получение достоверной информации о нестационарных аэродинамических (демпфирующих или возбуждающих) воздействиях на колеблющиеся лопатки в условиях срыва потока, который имеет место при пониженных окружных скоростях вращения осевого компрессора и возникает при высоких как положительных, так отрицательных углах атаки. В зарубежной литературе этот вид флаттера лопаток получил название срывного [1]. Однако в работе [2] отмечается, что в ряде случаев границы срывного флаттера располагаются вблизи режима максимального КПД компрессора, а это свидетельствует о том, что срыв не всегда является основным условием возникновения такого флаттера. Применение классических дозвуковых нестационарных теорий течения [3] к реальным условиям работы двигателей не позволяют обнаружить каких-либо их аэроупругих неустойчивых состояний как при безотрывных, так и срывных дозвуковых течениях, что эквивалентно малым и большим нагрузкам на лопатки соответственно. Однако ввиду очевидного факта возникновения дозвукового флаттера под влиянием высокой нагруженности лопаток постоянно предпринимаются попытки по разработке методики оценки динамической устойчивости лопаточных венцов осевого компрессора. При этом используются как эмпирические и полуэмпирические подходы на основе экспериментальных данных, полученных на одиночных профилях при больших углах атаки [3], так и теоретические, использующие различные схемы отрывного течения идеальной жидкости [1, 3, 4]. В последнем случае отрыв потока считается основным механизмом возникновения срывного флаттера.

В Институте проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины с использованием плоских решеток лопаточных профилей проведен цикл экспериментальных исследований по изучению аэродемпфирования колебаний лопаток компрессоров авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) и условий зарождения дозвукового решеточного флаттера в широком диапазоне изменения определяющих характеристик: угла сдвига фаз изгибных, крутильных и изгибно-крутильных колебаний соседних профилей; угла атаки; приведенной частоты колебаний; геометрических параметров профиля и решетки; закона движения лопаточных профилей. Полученные результаты исследований и выявленные закономерности зарождения решеточного флаттера, которые частично опубликованы в работах [5, 6, 7], являются основой предлагаемой методики экспресс-оценки динамической устойчивости консольных лопаток осевых компрессоров АГТД.

Анализ результатов исследования аэродемпфирования колебаний лопаток. Результаты проведенных экспериментальных исследований по изучению аэродемпфирования колебаний лопаток в обобщенном виде могут быть представлены как двухпараметрические зависимости аэродинамического декремента колебаний δ_a от соответствующих характеристик. Как пример на рис. 1 и 2 приведены указанные зависимости для решетки с относительным шагом $\bar{t} = 1$ и углом выноса $\beta = 45^0$ при коэффициенте изгибно-

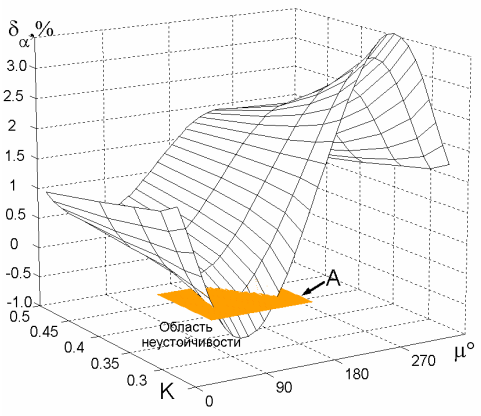


Рис. 1. Зависимость изменения аэродинамического декремента колебаний δ_a лопаток от угла сдвига фаз μ и приведенной частоты K их колебаний

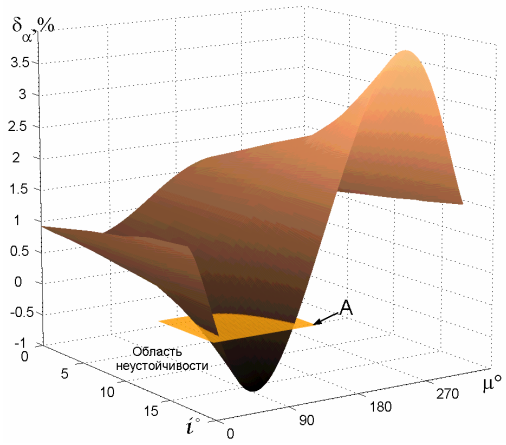


Рис. 2. Зависимость изменения аэродинамического декремента колебаний δ_a лопаток от угла сдвига фаз μ их колебаний и угла атаки i

крутильной связности лопаток 0,26. Анализ результатов проведенных исследований позволил сформулировать следующие закономерности аэродемпфирования колебаний лопаток и зарождения решеточного флаттера:

1. Зависимости аэродинамического декремента колебаний от сдвига фаз колебаний лопаток носят плавный периодичный характер с четко выраженными минимальными и максимальными его значениями.

2. Уменьшение приведенной частоты колебаний при фиксированных углах атаки и геометрических параметрах решетки (относительном шаге и угле выноса) вызывает снижение минимального и возрастание максимального значений декремента колебаний (см. рис. 1).

3. Независимое увеличение угла атаки приводит к качественно аналогичным эффектам, которые имеют место при уменьшении приведенной частоты колебаний (см. рис. 2).

4. Возможны такие сочетания значений приведенной частоты и угла атаки, при которых декремент колебаний лопаток равняется нулю (плоскость **A** на рис. 1 и 2). Этому состоянию соответствуют критические значения приведенной частоты колебаний.

5. Независимое уменьшение приведенной частоты колебаний ниже ее критических значений так же, как и увеличение угла атаки при прочих равных условиях, приводит к расширению интервала значений угла сдвига фаз, при котором наблюдается отрицательное аэродемпфирование (аэровозбуждение) колебаний лопаток, и увеличению его уровня (область значений декремента колебаний, расположенных ниже плоскости **A** на рис. 1 и 2).

6. Для режима обтекания колеблющихся лопаток, который характеризуется аэровозбуждением хотя бы в узком диапазоне углов сдвига фаз колебаний, колебания лопаток с другим сдвигом фазы становятся неустойчивыми и стремятся перестроиться на такие, которые соответствуют максимальной величине отрицательного декремента колебаний.

7. Независимое варьирование геометрических параметров профиля (кривизны, толщины и положений их максимальной относительной величины) и решетки (относительного шага и угла выноса) качественно не влияет на характер зависимости аэродинамического декремента от сдвига фаз колебаний лопаток, а только изменяет критическое значение приведенной частоты.

8. Зависимость критического значения приведенной частоты от угла атаки (как положительных, так и отрицательных его значений) носит монотонно возрастающий характер. Геометрия профиля и решетки, а также закон колебаний лопаток обуславливают только изменение интенсивности нарастания критических значений приведенной частоты [5, 6, 7].

9. Наиболее благоприятные условия для возник-

новения флаттера лопаток имеют место в случае однородного венца, когда колебания лопаток характеризуются одинаковостью сдвига фаз. Расстройка частот лопаток обуславливает различие в углах сдвига фаз их колебаний, вследствие чего при данных приведенной частоте и угле атаки динамическая устойчивость венца повышается. Уменьшение приведенной частоты либо увеличение угла атаки снижает эффект расстройки частот лопаток на повышение динамической устойчивости венца.

10. Массовый критерий, представляющий собой отношение характерной массы жидкости к массе лопатки, на критические значения приведенной частоты колебаний практически не оказывает влияния. Его увеличение приводит только к возрастанию градиента амплитуды колебаний лопаток при снижении приведенной частоты колебаний ниже критического значения.

Основные положения методики. Известно, что решеточный флаттер реализуется преимущественно на низших (первых изгибной и крутильной) формах колебаний лопаток и обуславливается их аэродинамическим взаимодействием. На основе полученных закономерностей аэродемпфирования колебаний лопаток разработана методика экспресс-оценки динамической устойчивости лопаток, которая позволяет выработать рекомендации по исключению возникновения их аэровозбуждения при любом из возможных значений угла сдвига фаз колебаний.

В качестве определяющих устойчивость лопаточного венца принимаются наиболее нагруженные его сечения. Для первых изгибной и крутильной форм колебаний лопаток таковыми являются периферийные сечения, расположенные на 0,75…0,9 их высоты h. Выбор наиболее нагруженного сечения осуществляется путем анализа распределений относительной скорости потока, угла атаки, амплитуд колебаний по высоте лопатки. Такой подход обусловлен тем, что при автоколебаниях лопаток по рассматриваемым формам около 80% подводимой работы от потока приходится примерно на 20% высоты лопаток у их периферии, что практически и предопределяет устойчивость всего венца. Поэтому по критическим параметрам, соответствующим выбранному периферийному сечению лопаток и характеризующим устойчивость решетки профилей, можно с большой степенью вероятности прогнозировать динамическую устойчивость венца к флаттеру при колебаниях лопаток по первым изгибной и крутильной формам.

Учитывая изложенное, критерием динамической устойчивости венца для наиболее нагруженных сечений лопаток при различных режимах работы ГТД является выполнение следующего неравенства:

$$K^{B} \geq K_{cr}.$$

Здесь введены такие обозначения:

$K^B = \omega b/W_1$ - приведенная частота колебаний рассматриваемого лопаточного венца, где ω - круговая частота колебаний лопаток с учетом числа приведенных оборотов венца; b - хорда профиля; W_1- относительная скорость потока перед лопатками, которые определяются из результатов газодинамического и прочностного расчетов для различных режимов работы ГТД;

$K_{cr} = K(i,\beta, \bar{t})\cdot K_{\psi}\cdot K(\theta, \bar{c}, \bar{x}_{\theta}, \bar{x}_{\bar{c}})\cdot K_M\cdot K_f\cdot K_{\delta}$ - функционал, устанавливающий критическое значение приведенной частоты рассматриваемого сечения лопаточного венца для различных углов атаки, где $K(i,\beta, \bar{t})$ - функционал, отражающий влияние угла атаки и геометрии решетки (угла выноса и относительного шага) при изгибных либо крутильных колебаниях лопаток относительно центра кручения, расположенного на середине хорды профиля, выбор которого осуществляется из базы данных критических значений приведенной частоты в зависимости от рассматриваемой конфигурации решетки и диапазона рабочих углов атаки; K_{ψ} - коэффициент, учитывающий изгибно-крутильную связность лопатки, т.е. кинематику движения ее периферийного сечения при колебаниях; $K(\theta, \bar{c}, \bar{x}_{\theta}, \bar{x}_{\bar{c}})$ - корректирующий функционал, учитывающий влияние геометрических параметров профиля рассматриваемого сечения лопаток: кривизны θ, относительной толщины $\bar{c}$, положения максимальной кривизны $\bar{x}_{\theta}$ и толщины $\bar{x}_{\bar{c}}$; K_M - коэффициент, учитывающий число Маха; K_f - коэф-

фициент, учитывающий повышение устойчивости венца, обусловленное разночастотностью лопаток; K_δ-коэффициент, учитывающий механическое демпфирование колебаний, обусловленное рассеянием энергии в материале и в замковом соединении лопаток.

Необходимо отметить, что данный подход к оценке динамической устойчивости лопаточного венца основан на условии, что ее границе соответствуют колебания лопаток решетки с нулевым уровнем аэродемпфирования. Однако на практике за границу устойчивости венца принимаются колебания лопаток, которым соответствует определенный уровень их напряжений, например 50 МПа. Поэтому функционал K_{cr} должен быть дополнен коэффициентом $K_{\bar{m}}$, учитывающим влияние на градиент нарастания амплитуды колебаний при снижении приведенной частоты ниже критической массового критерия $\bar{m} = \rho_B b^2/\rho_Л F$, где ρ_B - плотность газа, $\rho_Л$ - плотность материала лопатки, F - площадь сечения лопатки.

Примеры оценки границы устойчивости лопаточных венцов. Рассмотрим возможность применения предложенной методики для определения динамической устойчивости лопаток 1-й ступени компрессора высокого давления (КВД) современного АГТД. Данные, полученные в процессе его доводки, указывали на аэродинамическую природу возбуждения их колебаний. При этом в замковой части рабочих лопаток систематически возникали трещины, одной из возможных причин появления которых могла быть потеря динамической устойчивости лопаточного венца, обусловленная дозвуковым решеточным флаттером и возникающая на переходных режимах эксплуатации АГТД. В целях предотвращения возможных автоколебаний были внесены конструктивные изменения, заключающиеся в закрутке на 5^0 периферийной части лопаток. Это привело к снижению максимальных рабочих углов атаки периферийных сечений лопаток, однако не устранило возникающий дефект. На рис. 3 изображены границы динамической устойчивости (линии) и четыре наиболее неблагоприятных режима работы (маркеры) венца при первой изгибной форме колебаний лопаток, рассчитанные для сечений

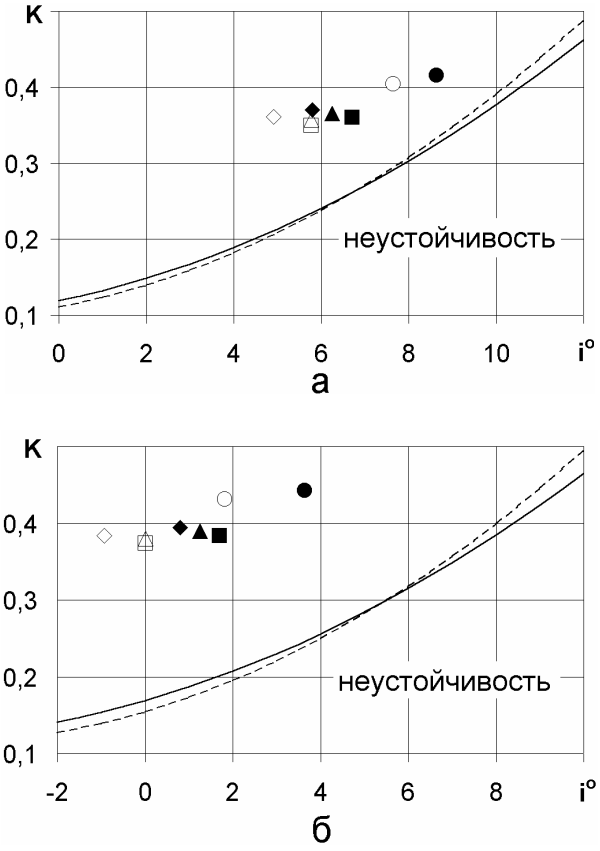


Рис. 3. Границы устойчивости и режимы работы 1-й ступени КВД для первой изгибной формы колебаний до (а) и после (б) дополнительной закрутки лопаток

0,75h (сплошные линии и темные маркеры) и 0,9h (пунктирные линии и светлые маркеры) лопаток.

На рис. 4 представлены аналогичные результаты при первой крутильной форме колебаний лопаток, рассчитанные для сечения 0,9h как наиболее неблагоприятного в данном случае.

Как видно из приведенных результатов, рассматриваемые режимы эксплуатации как для изгибной, так и для крутильной форм колебаний находятся в области устойчивости. Кроме того, закрутка периферийной части лопаток приводит к излишнему повышению устойчивости лопаточного венца по условию возникновения решеточного флаттера для рассмотренных форм колебаний лопаток.

Далее рассмотрим пример оценки устойчивости первой изгибной формы колебаний лопаток 1-й ступени КНД для различных режимов работы АГТД, результаты которой представлены на рис. 5. Здесь вертикально расположенные маркеры соответствуют

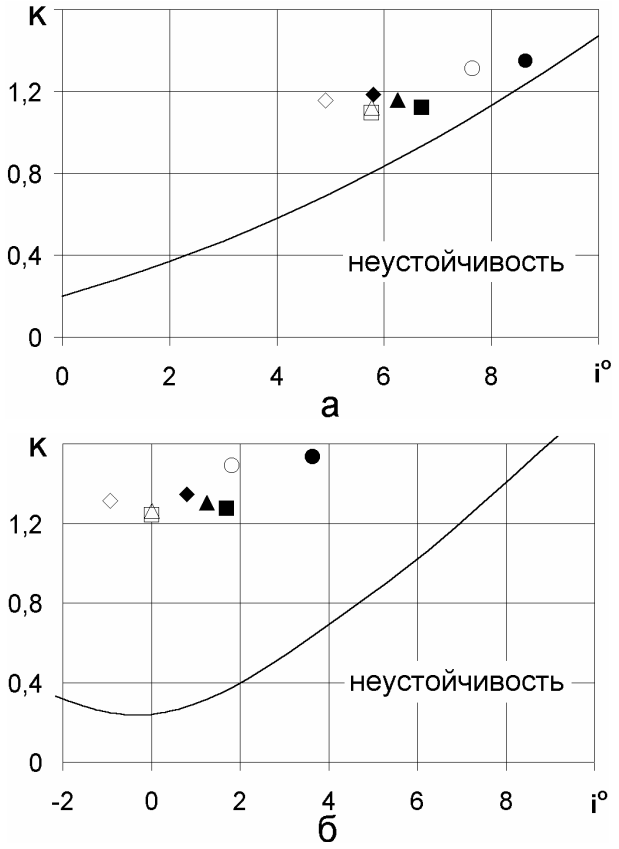


Рис. 4. Границы устойчивости и режимы работы 1-й ступени КВД для крутильной формы колебаний до (а) и после (б) дополнительной закрутки лопаток

режимам работы лопаточного венца, рассчитанным для сечений 0,75h (нижний) и 0,9h (верхний) лопаток, а граница устойчивости нанесена только для сечения 0,9h. Видно, что режимы работы, отмеченные темными маркерами, находятся в области неустойчивости, где при стендовых испытаниях компрессора и наблюдался флаттер данного лопаточного венца.

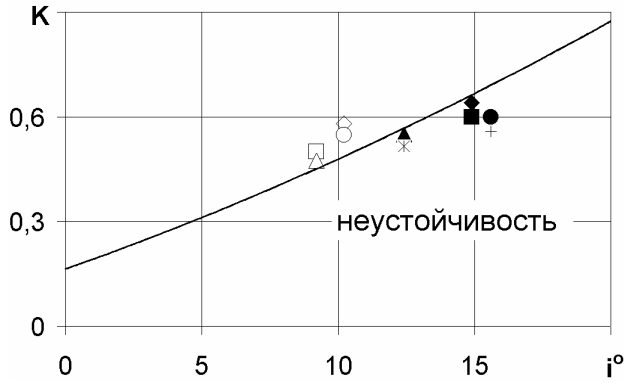


Рис. 5. Граница устойчивости и режимы работы 1-й ступени КНД для первой изгибной формы колебаний лопаток

Выводы. Разработанная методика прогнозирования позволяет проводить экспресс-оценку динамической устойчивости венцов осевого компрессора к дозвуковому решеточному флаттеру при первых изгибной и крутильной формах колебаний консольных лопаток в диапазоне углов атаки i = -10…20° и геометрических параметров решетки: $\bar{t}$ =0,7…1,3 и β = 0…60° с учетом геометрии периферийных сечений лопаток, разночастотности лопаток, числа Маха, механического демпфирования колебаний и массового критерия. Методика может использоваться как на ранней стадии проектирования, так и доводки ГТД.

Литература

1. Гостелоу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин.- М: Мир, 1987.- 391 с.

2. Advances in fan and compressor blade flatter analysis and predictions / A.A. Mikolajaczak, R.A. Arnoldi, L.E. Snyder, H. Stargardter // AAIA Journal of Aircraft.- 1975.- 12, № 4.- P. 325-332.

3. Цзи, Сринивасан. Некоторые последние достижения в изучении природы срывного флаттера в турбомашинах // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки.- 1985.- Т. 107, № 2.- С. 113-124.

4. Богомолов С. Б., Сарен В.Э. Решетка профилей вибрирующих в отрывном несжимаемом потоке. // Аэроупругость лопаток турбомашин.- М.: ЦИАМ, 1991.- С. 57-78. (Тр. ЦИАМ, N 1293).

5. Стельмах А.Л. Аэродемпфирование и устойчивость вентиляторных и компрессорных решеток в условиях безотрывного и срывного обтекания // Вибрация в технике и технологиях: Сб. науч. тр.- К.; 1999.- № 1(10).- С. 45-51.

6. Стельмах А.Л., Каминер А.А. Влияние геометрических параметров решетки на границу изгибных автоколебаний лопаток, обусловленных решеточным флаттером // Проблемы прочности.- 1983.- № 1.- С. 84-88.

7. Лен А.Д., Каминер А.А., Стельмах А.Л. Потеря динамической устойчивости крутильных колебаний лопаток, обусловленная решеточным флаттером // Проблемы прочности.- 1986.- № 1.- С. 73-77.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Б.А. Грязнов, Институт проблем прочности НАН Украины, г. Киев; канд. техн. наук, доцент А.М. Грушенко, Национальный аэрокосмическй университет, г. Харьков.

УДК 621.51-226.2:534

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ И ДИАГНОСТИКИ АЭРОУПРУГИХ ПРОЦЕССОВ В ТУРБОМАШИНАХ

А.А. Хориков, д-р техн. наук, нач. отдела, ЦИАМ, г. Москва, Россия

Создание новых методов и средств регистрации и анализа динамических процессов позволяет выявить новые механизмы возникновения, развития и взаимодействия различных видов колебаний элементов турбомашин. Целью настоящего исследования является совершенствование на этой основе математических и физических моделей аэроупругих колебаний для повышения эксплуатационной надежности турбомашин.

Показано, что при флаттере рабочих лопаток имеют место два основных механизма: механизм классического флаттера и механизм решетчатого флаттера. При классическом флаттере появление дополнительных дестабилизирующих сил и моментов обусловлено несинфазностью в потоке воздуха изгибной и крутильной составляющих колебаний при наличии инверсии второй и третьей форм колебаний лопаток в диапазоне рабочих оборотов. Экспериментально показано, что классический флаттер может реализоваться на отдельной лопатке. При решетчатом флаттере, который также является изгибно-крутильным, основной вклад в работу нестационарных аэродинамических сил обусловлен бегущими по вращению колеса волнами деформаций со сдвигом фаз колебаний между изгибом и кручением, близким к $\pi/2$. Отмеченная для обоих видов флаттера несинфазность изгиба и кручения, зависящая от нестационарных аэродинамических сил, делает недостоверным определение действительного уровня напряжений при тензометрировании лопаток на основе распределений напряжений по формам колебаний, определенных на вибростенде, где изгиб и кручение находятся в фазе или в противофазе

При резонансных колебаниях лопаток от входной неравномерности потока обращено внимание на влияние естественной неоднородности лопаток в колесе на уровень вибрационных напряжений. Показано, что наличие отклонений в геометрических характеристиках отдельных лопаток не связано однозначно с отклонениями от средних значений вибрационных напряжений именно в этих лопатках. Обсуждаются вопросы влияния резонансных колебаний на снижение уровня напряжений при флаттере и в этой связи допустимость флаттера лопаток в эксплуатации, где резонансные колебания всегда имеют место.

При резонансных колебаниях лопаток от вращающегося срыва основное внимание уделено целесообразности их диагностики с помощью датчиков пульсаций статического давления. Приведены примеры эффективной диагностики этого опасного вида аэроупругих колебаний для осевых и центробежных компрессоров. Показаны их отличия от срывных и случайных колебаний. Прежде всего обращено внимание на то, что срывные и случайные колебания, как правило не являются узкополосными и одномодальными, а реализуются сразу по нескольким формам колебаний.

Рассмотрена физическая модель автоколебаний дисков-лабиринтов, где процесс автоколебаний представляет собой аэроупругую волну деформации, бегущую по вращению. Показана возможность диагностики автоколебаний диска-лабиринта компрессора внутреннего контура с помощью датчика вибраций, помещенного на внешнем контуре газотурбинного двигателя.

На основе проведенного исследования предложены новые методы повышения динамической прочности и эксплуатационной надежности турбомашин.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Ю.С. Ножницкий, ЦИАМ, г. Москва; д-р техн. наук, проф. М.Е. Колотников, НПО “Сатурн”, г. Москва.

УДК 539.3:621

ВИБРАЦИЯ И СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТОК ТУРБОКОМПРЕССОРА

Ю.С. Воробьев, проф., зав. отделом, Е.В. Тишковец, вед. инж.,
Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина
В.А. Потанин, президент Совета директоров; В.А. Касьянов, вед. констр.,
ОАО «Специальное конструкторское бюро турбонагнетателей», г. Пенза, Россия

При проектировании и эксплуатации современных газовых турбин одной из важнейших проблем является обеспечение вибрационной прочности их лопаточного аппарата. Ключевыми элементами численного виброанализа являются определение частот и форм собственных колебаний системы [1-3].

Целью данной работы является анализ спектра собственных колебаний и оценка прочности под действием центробежных сил рабочего лопаточного аппарата газовой турбины турбокомпрессора ТК 3527. Одним из эффективных способов повышения вибропрочности лопаточного аппарата является использование изготовленных заодно секторов, состоящих из двух лопаток, основания с елочным замком и полки с элементами лабиринтного уплотнения. Жесткость такой конструкции существенно возрастает по сравнению с единичной лопаткой, существенно повышаются собственные частоты, а их спектр становится более густым [1-3]. Кроме того, такие секторы технологичнее при изготовлении и монтаже, чем венец с разрезным бандажом. Объектами данного исследования являются единичная лопатка и сектор парных лопаток, объединенные полочной связью.

Сложная геометрическая форма рассматриваемой конструкции приводит к необходимости использования трехмерных конечно-элементных моделей [1-3]. Конечно-элементная модель лопаток строится с использованием изопараметрического шестигранного двадцатиузлового конечного элемента в криволинейной системе координат. В узлах сопрягаемых элементов удовлетворяются как кинематические, так и силовые условия, что обеспечивает сходимость метода при решении неконсервативных задач.

Основными характеристиками лопаточного аппарата как колебательной системы являются его собственные частоты, а также формы перемещений и напряжений. Для их определения необходимо решить задачу о собственных числах и векторах:

$$[M]\{\ddot{U}(X,t)\}+[K]\{U(X,t)\}=0\,, \qquad (1)$$

где [*M*] – матрица масс системы,

[*K*] – матрица жесткости системы.

При моделировании лопатки и пакета закрепление осуществлялось по верхней части зубьев замка и по контактирующим между собой сторонам полочных оснований.

На рис. 1 приведены формы интенсивностей напряжений единичной лопатки.

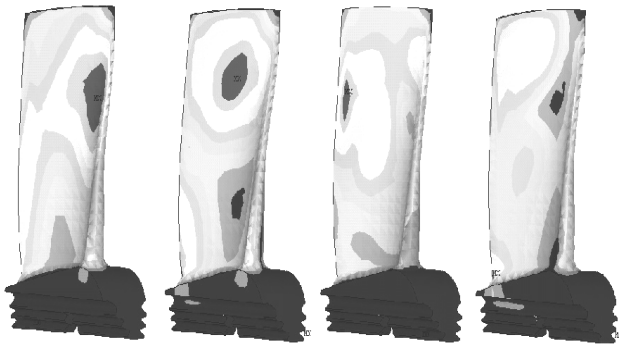


Рис. 1. Формы интенсивностей напряжений единичной лопатки

Несмотря на то что на ряде форм перемещений наблюдается сходная картина для обеих лопаток пакета, возникающие в лопатках напряжения различаются. Также несимметричны и формы напряжений на бандажной полке. Для таких пакетов лопаток только часть низших форм может трактоваться как преимущественно изгибные или

крутильные. Большая часть форм колебаний пакетов лопаток достаточно сложна и включает ряд особенностей, связанных с пространственной деформацией элементов системы как трехмерных тел. Отличие форм перемещений и особенно напряжений соседних лопаток объясняется их закруткой и несимметричностью. Из-за наличия полки максимальные напряжения даже для низших форм колебаний перемещаются от корневой зоны в среднюю и периферийную части лопаток. Соответственно полки испытывают сложные деформации и в них возникают вибрационные напряжения. На рис. 2 представлены формы полей интенсивностей напряжений пакета лопаток на замке с пятью зубьями. Видна существенная несимметричность этих форм напряжений. При этом элементы лабиринтного уплотнения играют роль ребер жесткости и в них возникают существенные вибрационные напряжения [3]. Поэтому необходим подбор геометрических размеров полок, при которых вибрационные напряжения в системе лопатки-полка были бы распределены сравнительно равномерно и не содержали бы зон резкого повышения напряжений.

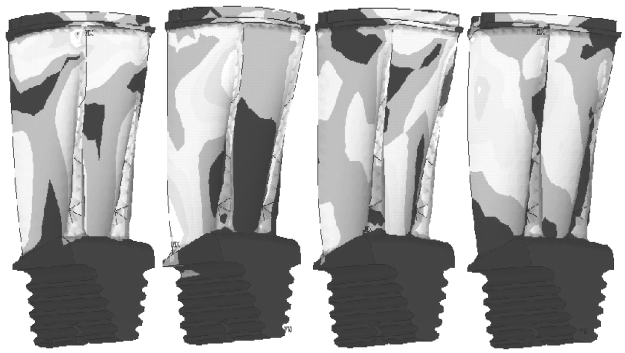


Рис. 2. Формы интенсивностей напряжений пакета лопаток

Изменение числа зубьев замка на колебания пакетов влияет слабо, так как вибрационные напряжения в замке весьма низки. В целом пакет парных лопаток может быть признан более предпочтительным, чем единичная лопатка.

При расчете напряженно-деформированного состояния лопаток под воздействием центробежных сил (25000 об/мин) закрепление моделировалось контактом с соответствующими элементами диска по верхней части зубьев замка.

Для единичной лопатки наблюдается недопустимо высокий уровень напряжений ($1{,}393 \cdot 10^9$ Н/м^2) в первых двух зубьях замка. Максимум напряжений возникает в ограниченной зоне на втором зубе вблизи выемки. Поля напряжений, наложенные на деформированную под действием центробежных сил лопатку, представлены в двух видах со стороны корыта и спинки на рис. 3.

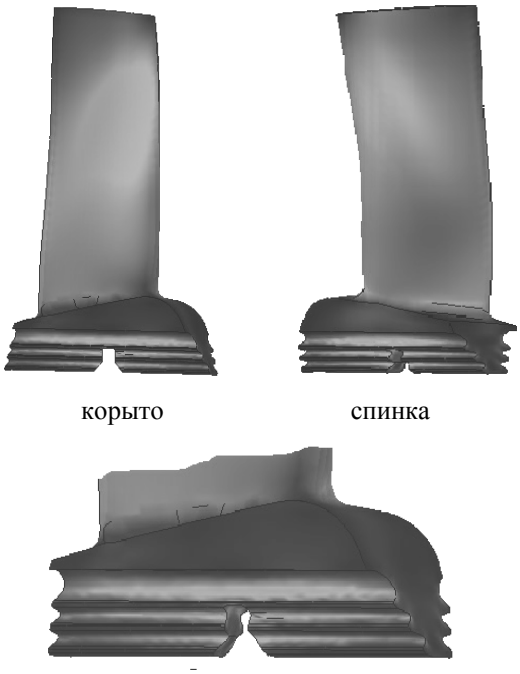


Рис. 3. Интенсивность напряжений в единичной лопатке от действия центробежных сил

Для пакетов лопаток (рис. 4) уровень напряжений в зубьях замка снижается на 19-20 %. Наибольшие напряжения возникают в замке с пятью зубьями в середине первого и второго зубьев. Более значительное снижение напряжений имеет место для замка с четырьмя зубьями, что объясняется перераспределением напряжений.

Разработанные модели и методы численного анализа колебаний пакетов лопаток с полочным бандажом позволяют варьировать параметрами системы [1-8]. Результаты проведенной работы представляют базу для дальнейшего развития исследований колебаний облопачивания с полочными связями. Выявление особенностей моделирования и

влияния параметров связи для реальных систем требует сочетания экспериментальных и численных исследований.

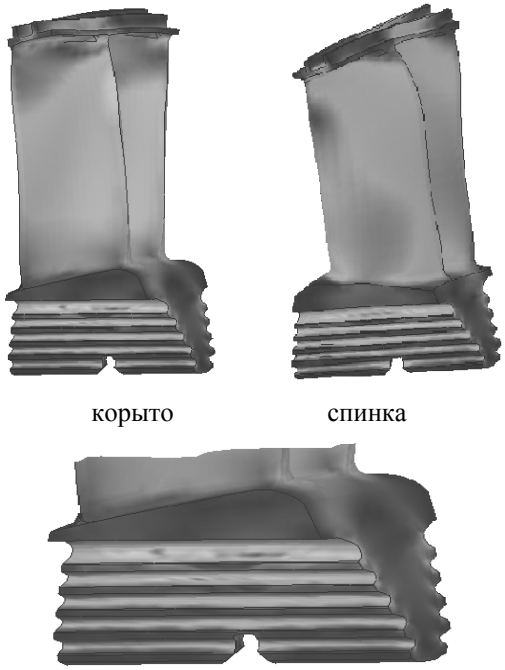


Рис. 4. Интенсивности напряжений в пакете от действия центробежных сил

Однако использование численного анализа колебаний пакетов существенно сокращает объем экспериментальных исследований и позволяет оценить влияние различных параметров на вид формы напряжений. Целенаправленные экспериментальные исследования могут проводиться после выбора рациональных параметров конструкции.

В результате проведенных исследований выявлены зоны локализации интенсивностей напряжений при колебаниях и нагружении центробежными силами для различных конструктивных исполнений лопаточного аппарата турбокомпрессора. Показаны возможности снижения уровня напряжений путем выбора наиболее удачной конструкции.

Литература

1. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин.– К.: Наук. думка, 1988.– 224 с.

2. Janecki S., Krawczuk M. Dynamics of steam turbine rotor blading.– Par. 1. Single blades and packets.– Wroclaw – Warszawa – Krakow: Wyd. PAN, 1998.– 381 p.

3. Особенности моделирования колебаний пакетов турбинных лопаток с полочными связями / Ю.С. Воробьев, С. Янецки, Е.В. Тишковец, С.П. Канило // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.– Харків: ХАІ, 2001.– Вип. 26. Двигуни та енергоустановки.– С. 157-160.

4. Анализ колебаний парных лопаток турбокомпрессоров с полочной связью / Ю.С. Воробьев, В.А. Потанин, В.А. Касьянов, Е.В. Тишковец // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.– Харків: ХАІ.– 2002.– Вип. 31. Двигуни та енергоустановки.– С. 75-77.

5. Анализ колебаний турбинного лопаточного аппарата со связями на основе трехмерных моделей / Ю.С. Воробьев, С. Янецки, Е.В. Тишковец, С.П. Канило // Вибрации в технике и технологиях.- 2001.- № 4 (20).– С. 19-23.

6. Vorobev Yu.S., Kanilo S.P., Nikoulina E.I. Numerical investigation of blade packet vibrations // Techn. Pap. ASME 97-AA-020, Singapore ASME, New York, USA.– 6 p.

7. Воробьев Ю.С., Канило С.П., Янецки С. Колебания систем лопаток турбомашин с межлопаточными связями // Динамика роторных систем: Сб. тр. 2 Междунар. конф.- Каменец-Подольский, 1998.– С. 133-136.

8. Janecki S., Vorobev Yu.S., Kanilo S.P. The numerical analysis of turbomachine blade packet vibration // Modelling and Design in Fluid– Flow Machinery. Gdansk: Wyd. IPM PAN.– 1997.– P. 291-296.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А. Жовтак, НТУ ХПИ, г. Харьков; канд. техн. наук, М.Б. Милешкин, ИП Маш НАНУ, г. Харьков.

УДК 621.39.1

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО МЕТОДА СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

С.Р. Игнатович, д-р техн. наук, проф.,
Национальный авиационный университет,
Н.И. Бурау, канд. техн. наук, доцент, А.Н. Тяпченко, аспирант,
Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев, Украина

Одним из наиболее теоретически исследованных и широко используемых на практике методов вибрационной и акустической диагностики элементов конструкций, машин и механизмов является низкочастотный (0-25 кГц) виброакустический метод свободных колебаний (МСК), состоящий в ударном возбуждении свободно затухающих упругих колебаний объекта диагностики (ОД) и в дальнейшем анализе их параметров и характеристик [1, 2]. Метод позволяет контролировать как элементы металлических конструкций, так и изделия из неметаллических материалов с малыми модулями Юнга и является эффективным для диагностики зарождающихся усталостных повреждений, дефектов расслоения, нарушения соединений и т.п.

В настоящее время МСК активно усовершенствуется применительно к одним из наиболее напряженных элементов авиационных газотурбинных двигателей – элементам рабочих колес. В этом направлении проведены теоретические исследования влияния усталостной трещины на характеристики измеряемого акустического сигнала, разработаны алгоритмы оценивания указанного дефекта по изменению спектральной плотности мощности (СПМ) свободных колебаний объекта, проведены выбор и анализ диагностических признаков трещины, на основании чего были разработаны алгоритмы диагностирования и оценивания относительного изменения жесткости ОД, как обобщенного параметра усталостной трещины. Эффективность использования МСК для диагностики зарождающихся усталостных трещин в лопатках рабочих колес ГТД и эффективность разработанных алгоритмов выделения и оценивания трещины исследованы путем математического и имитационного моделирования [2 - 5]. Однако для практической реализации данного метода диагностики необходимо экспериментально подтвердить работоспособность разработанных алгоритмов.

Целью настоящей работы является анализ результатов экспериментальных исследований виброакустического метода свободных колебаний для диагностики элементов рабочих колес авиационных двигателей.

Для экспериментальных исследований использовались контролируемые металлические образцы прямоугольного сечения с различными упругими характеристиками при отсутствии дефекта, при наличии концентратора дефекта и при наличии усталостной трещины. Концентратор дефекта представляет собой надрез на боковой кромке образца с относительным размером в пределах 0,03,..,0,05 (глубина надреза постоянна для образцов с разными геометрическими размерами и составляет $2{,}5 \cdot 10^{-3}$ м). Образцы с нанесенным концентратором дефекта испытывались на усталость с частотой нагрузки 10,7 Гц и общим количеством циклов 10^6 на гидропульсационной машине типа МУП 20 ± 10 в отраслевой лаборатории надежности и долговечности конструкций летательных аппаратов Национального авиационного университета. Усталостные испытания периодически прерывались для замера под микроскопом длины трещины и проведения экспериментов по МСК. Всего для экспериментальных исследований было отобрано 15 образцов из стали 5, стали 65Г (ХВГ) и алюминиевого сплава Д16. В табл. 1 приведены геометрические параметры двух образцов из указанного множества.

Таблица 1

Параметры контролируемых образцов

№ п/п	Материал	Длина, м	Ширина, м	Толщина, м
1	Д16	0,213	0,08	0,00125
2	Сталь 5	0,2495	0,0508	0,004

В процессе экспериментальных исследований использовались ударное возбуждение образцов, запись акустических сигналов, излучаемых свободными колебаниями образцов с последующей их цифровой обработкой в частотной области. Для съема, преобразования, записи и обработки акустических сигналов использовалась измерительная система, состоящая из электродинамического микрофона МД 52Б-II и персонального компьютера с применением звуковой карты SB Creative PCI128, съем информации со звуковой карты производился с помощью разработанного в среде MatLab Simulink программного обеспечения. Для каждого из состояний контролируемых образцов проведено по 10 испытаний, запись каждой реализации производилась на временном интервале 10 с, частота дискретизации составляла 10 кГц и общее количество точек в каждой выборке $N = 10^5$.

Как показали результаты теоретических исследований и модельных экспериментов, наличие усталостной трещины в ОД приводит к обогащению СПМ его свободных колебаний составляющими на высших гармониках, а в качестве диагностических признаков могут использоваться отношения СПМ основной гармоники к СПМ высших четных гармоник [3, 4]. Кроме этого, влияние трещины проявляется также в изменении коэффициентов затухания узкополосных компонент измеренного акустического сигнала. В соответствии с этим для обработки полученных акустических сигналов использовались два метода – спектральная обработка с помощью быстрого преобразования Фурье и оценивание показателей затухания компонент сигнала по методу Прони [5], который состоит в аппроксимации N-точечной выборки из множества данных суммой конечного числа комплексных экспонент с последующим оцениванием параметров каждой гармонической составляющей сигнала.

Результаты спектральной обработки акустических сигналов анализировались с точки зрения изменения частоты основной гармоники и наличия спектральных составляющих на второй и четвертой гармониках для определения указанных выше диагностических признаков S_1/S_2 и S_1/S_4. В результате использования метода Прони получаем множество частотных составляющих и соответствующих им коэффициентов затухания, в качестве диагностического признака используется значение коэффициента затухания на основной гармонике α_1.

В табл. 2 и 3 приведены усредненные результаты обработки экспериментальных данных для указанных образцов. Приведенные результаты показывают:

1. Наличие концентратора дефекта вносит изменения в характеристики измеряемого акустического сигнала, а именно, наблюдается уменьшение собственной частоты образца, увеличиваются значения спектральных составляющих на высших четных гармониках и увеличивается коэффициент затухания;

2. Появление усталостной трещины и увеличение ее размера приводят к дальнейшему уменьшению собственной частоты, возрастанию составляющих СПМ на второй и четвертой гармониках и возрастанию коэффициента демпфирования.

Таким образом, увеличение трещины в исследуемом диапазоне ее размеров приводит к уменьшению спектральных диагностических признаков по второй гармонике в 1,26 раза а по четвертой – в 1,15 раза для образца № 1 и, соответственно, в 1,9 раза и 1,48 раза – для образца № 2. Коэффициенты демпфирования при этом увеличиваются в 3,2 раза (образец № 1) и в 2,6 раза (образец № 2) по сравнению с бездефектным состоянием. Полученные результаты полностью подтверждают результаты теоретических исследований и моделирования.

Таблица 2

Результаты обработки экспериментальных данных для образца № 1

Состояние образца	Частота основной гармоники, Гц	Признак S_1/S_2	Признак S_1/S_4	Коэффициент затухания α_1, $с^{-2}$
Без дефекта	147	1207	43983	1,53
Концентратор	144	1194	43943	1,68
Трещина l=3,5 мм	139	1089	40300	2,83
Трещина l=5,5 мм	133	958	38234	4,91

Таблица 3

Результаты обработки экспериментальных данных для образца № 2

Состояние образца	Частота основной гармоники, Гц	Признак S_1/S_2	Признак S_1/S_4	Коэффициент затухания α_1, $с^{-2}$
Без дефекта	578	2150	65625	5,95
Концентратор	574	2116	64917	6,23
Трещина l=1,2 мм	563	1913	59341	7,12
Трещина l=5 мм	559	1517	51743	10,41
Трещина l=8,5 мм	546	1126	44259	15,46

В результате проведенных экспериментальных исследований виброакустического низкочастотного метода свободных колебаний подтверждена эффективность его использования для диагностики малых усталостных трещин в элементах рабочих колес авиационных двигателей. Данные результаты являются основанием для практической реализации МСК и разработанных алгоритмов в системе виброакустического мониторинга и диагностики зарождающихся усталостных трещин, а также для апробации разработанных алгоритмов оценивания трещин по результатам спектральной обработки импульсных откликов исследуемых объектов.

Литература

1. Ланге Ю.В. Акустические низкочастотные методы и средства неразрушающего контроля многослойных конструкций.– М.: Машиностроение, 1991.– 272 с.

2. Бурау Н.І., Гельман Л.М. Теоретичні основи діагностичного низькочастотного акустичного методу вільних коливань // Наукові вісті НТУУ “КПІ”.– 1998. - № 3.– С. 107-110.

3. Бурау Н.І., Тяпченко О.М. Оцінювання втомних тріщин за зміною спектральної щільності потужності вільних коливань об‘єкта // Наукові вісті НТУУ “КПІ”.– 2000.- № 6.– С. 67-75.

4. Бурау Н.І., Тяпченко О.М., Посуховський Д.В. Імітаційне моделювання процесу діагностики та оцінювання втомних тріщин за методом вільних коливань // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2001.– Вип. 26. Двигуни та енергоустановки.– С. 151 – 153.

5. Марпл-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения.– М.: Мир, 1990.– 584 с.

Поступила в редакцию 17.04.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор С.А. Дмитриев, НАУ, г. Киев; д-р техн. наук, профессор В.В. Карачун, КПИ, г. Киев.

УДК 622.691.4.052.012

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

М.В. Бойко, канд. физ.-мат. наук,

Украинский научно-исследовательский институт природных газов,

г. Харьков, Украина

Широкое применение газотурбинных двигателей (ГТД) в качестве авиационных силовых установок, в наземной энергетике, в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) и в других системах связано с рядом важнейших их преимуществ над другими типами приводов. Одним из таких преимуществ является хорошая уравновешенность вращающихся деталей и узлов при сравнительно больших передаваемых крутящих моментах [1]. Эта уравновешенность определяется как установившимися режимами работы роторных элементов и сравнительно небольшими их массами и моментами инерции, так и осевой симметрией, обеспечивающей их идеальный баланс. Вместе с тем высокие частоты вращения роторов и температурные нагрузки на лопатках турбин или нестационарные аэродинамические силы на лопатках компрессоров создают условия, при которых происходят разрушения лопаток, а иногда и ответственных деталей.

Перевод эксплуатации и обслуживания двигателей по техническому состоянию требует применения диагностических систем, своевременно предупреждающих о приближении аварийных ситуаций. Сравнительно большая часть таких ситуаций может быть выявлена применением средств вибрационного контроля и вибродиагностики [2 - 5]. Однако при этом необходимо учитывать, что возможны ложные срабатывания и отказы систем виброконтроля, а также вероятностный характер многих методов вибродиагностики [6].

Проблема создания надежных систем вибродиагностики для определения технического состояния ГТД далека от ее полного разрешения несмотря на то, что колебания турбомеханических систем уже достаточно хорошо изучены [2] и имеются соответствующие математические подходы к анализу возникновения колебаний, как случайных процессов для определения критических условий, предшествующих разрушению деталей двигателей [7] на основе спектрального анализа [8], теоретического описания колебаний [9], или с помощью дискретно-фазового метода [10].

Сложность задач вибродиагностики заключается, прежде всего, в ее многофакторности. Газотурбинный двигатель является сложной системой, в которой одновременно протекают многие процессы: гидродинамические процессы течения газа, процессы горения топлива, механическое вращение роторных деталей, тепловые процессы нагрева деталей и организации их охлаждения, работа топливной системы, системы смазки и др. Большинство этих процессов могут быть источниками возникновения колебаний, таких как флаттер, помпаж, вращающийся срыв, вибрационное горение, нарушение соосности валов, дисбаланс, прецессии и другие колебания роторных деталей, трение в подшипниках, редукторах, мультипликаторах, муфтах и др. Характеристики разных источников существенно отличаются между собой по частоте, амплитуде и степени опасности разрушения. В работе [9] рассмотрена задача идентификации динамических параметров ротора в упругих опорах без учета влияния массы корпуса газотурбинной установки (ГТУ) с использованием обобщенных координат.

Целью данной статьи является создание математической модели для идентификации динамических параметров ротора и корпуса ГТУ по результатам измерения параметров колебаний ротора и корпуса.

Рассмотрим горизонтально расположенный жесткий ротор, обладающий осевой симметрией и вра-

щающийся с угловой скоростью ω в двух упругих опорах, расположенных на корпусе. Корпус установлен на неподвижном фундаменте на упругих опорах. Обозначим через $O_2\xi"\eta"\zeta"$ систему координат с началом в центре масс корпуса (рис. 1). Ось ζ" направлена параллельно центральной оси подшипников в положении равновесия и расположена перпендикулярно плоскости рисунка. Ось O2ξ" направлена горизонтально, а ось $O_2\eta"$ - вертикально. Положение корпуса определяется положением координатной системы $O_2x"y"z"$ с началом координат в центре масс и осями, направленными вдоль главных осей инерции корпуса. Линия пересечения плоскостей O2ξ"η" и $O_2x"y"$ обозначена $O_2K"$ и называется линией узлов. Проекция оси $O_2z"$ на плоскость $O_2\xi"\eta"$ обозначена $O_2N"$. Эйлеровыми углами координат [14] будут: φ_2 - угол между линией $O_2K"$ и осью $O_2x"$, ψ_2 - угол между осью $O_2\xi"$ и линией узлов $O_2K"$, θ_2 - угол между осями $O_2\zeta"$ и $O_2z"$. Аналогично [9] вводятся Эйлеровы координаты положения ротора. Точка O_1 определяет пересечение линии центров подшипников с плоскостью Oξ'η'. Угол γ_0 в положении равновесия и расстояние ρ от

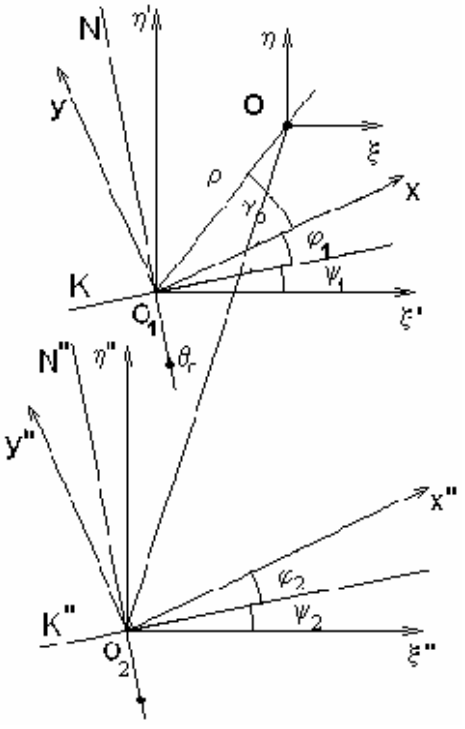


Рис. 1. Система координатных осей корпуса и ротора в упругих опорах

точки O_1 до центра масс ротора характеризуют статический дисбаланс ротора. Угол θ_0 между осями Oζ' и Oz' в положении равновесия характеризует динамический дисбаланс ротора. Обозначим через Oξηζ неподвижную систему координат с началом в точке, совпадающей с точкой O_1 в положении равновесия ротора и осями параллельными $O_1\xi'\eta'\zeta'$ (на рис. 1 показаны системы координат в положении, отличном от положения равновесия). Предполагается, что расстояние ρ и угол θ малые величины и в дальнейшем будут учитываться только малые величины первого порядка. Перемещения вдоль оси $O_1\zeta$ не учитываются, поэтому положение ротора будет определяться пятью координатами: тремя углами Эйлера φ_1, ψ_1, θ_1 и координатами ξ_1, η_1 точки O_1, и положение корпуса - пятью координатами - тремя углами Эйлера φ_2, ψ_2, θ_2 и координатами ξ_2, η_2 точки O_2.

Кинетическую энергию ротора и корпуса можно записать в виде:

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2}[&M_p(\dot\xi_1^2 + \dot\eta_1^2 + \rho^2(\psi_1 + \varphi_1)^2 + \\ &+ 2\rho\dot\xi_1(\dot\varphi_1 + \dot\psi_1)\sin(\gamma_0 + \varphi_1 + \psi_1) - \\ &- 2\rho\dot\eta_1(\dot\varphi_1 + \dot\psi_1)\cos(\gamma_0 + \varphi_1 + \psi_1)) + \\ &+ M_к(\dot\xi_2^2 + \dot\eta_2^2 + \rho^2(\psi_2 + \varphi_2)^2 + \\ &+ 2\rho\dot\xi_2(\dot\varphi_2 + \dot\psi_2)\sin(\gamma_0 + \varphi_2 + \psi_2) - \\ &- 2\rho\dot\eta_2(\dot\varphi_2 + \dot\psi_2)\cos(\gamma_0 + \varphi_2 + \psi_2)) + \\ &+ A_p(\psi_1^2\theta_1^2 + \dot\theta_1^2) + C_p(\psi_1 + \varphi_1)^2] + \\ &+ A_к(\psi_2^2\theta_2^2 + \dot\theta_2^2) + C_к(\psi_2 + \varphi_2)^2, \end{aligned} \qquad (1)$$

где $M_р$, $M_к$, $A_р$, $C_р$, $A_к$, $C_к$ - соответственно массы и моменты инерции ротора и корпуса.

Перемещения опор ротора записываем в виде

$$\xi_{p1} = \xi_1 + z_{p1}(\theta_1 \sin\psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1));$$
$$\eta_{p1} = \eta_1 - z_{p1}(\theta_1 \cos\psi_1 + \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1));$$
$$\xi_{p2} = \xi_1 + z_{p2}(\theta_1 \sin\psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1));$$
$$\eta_{p2} = \eta_1 - z_{p2}(\theta_1 \cos\psi_1 + \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1)),$$

где ξ_{p1}, η_{p1}, ξ_{p2}, η_{p2} - соответственно перемещения опор ротора в направлениях ξ_1, η_1.

Функции $\xi_{p1} = \xi_{p1}(t)$, $\eta_{p1} = \eta_{p1}(t)$, $\xi_{p2} = \xi_{p2}(t)$, $\eta_{p2} = \eta_{p2}(t)$ и их производные считаются известными, так как могут быть измерены;

z_{p1}, z_{p2} - координаты подшипников вдоль оси O_z.

Перемещения опор корпуса записываем в виде

$$\xi_{к1} = \xi_2 + z_{к1}(\theta_2 \sin\psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2));$$
$$\eta_{к1} = \eta_2 - z_{к1}(\theta_2 \cos\psi_2 + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2));$$
$$\xi_{к2} = \xi_2 + z_{к2}(\theta_2 \sin\psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2));$$
$$\eta_{к2} = \eta_2 - z_{к2}(\theta_2 \cos\psi_2 + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)),$$

где $\xi_{к1}$, $\eta_{к1}$, $\xi_{к2}$, $\eta_{к2}$ - соответственно перемещения опор корпуса в направлениях ξ_2, η_2.

Функции $\xi_{к1}=\xi_{к1}(t)$, $\eta_{к1}=\eta_{к1}(t)$, $\xi_{к2}=\xi_{к2}(t)$, $\eta_{к2}=\eta_{к2}(t)$ и их производные считаются известными, так как могут быть измерены; z_{p1}, z_{p2} - координаты опор по оси O_z.

Потенциальная энергия системы корпуса и ротора определяется формулой

$$\begin{aligned}\Pi = \frac{1}{2}[&c_{к1\xi}(\xi_2 + z_{к1}(\theta_2 \sin\psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{к1\eta}(\eta_2 - z_{к1}(\theta_2 \cos\psi + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{к2\xi}(\xi_2 + z_{2к}(\theta_2 \sin\psi - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{к2\eta}(\eta_2 - z_{2к}(\theta_2 \cos\psi + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2] + \\ &+ c_{p1\xi}(\xi_1 - \xi_2 + z_{p1}(\theta_1 \sin\psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \sin\psi_2 + \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{p1\eta}(\eta_1 - \eta_2 + z_{p1}(\theta_1 \cos\psi_1 - \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \cos\psi_2 - \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{p2\eta}(\xi_1 - \xi_2 + z_{p2}(\theta_1 \sin\psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \sin\psi_2 + \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{p2\eta}(\eta_1 - \eta_2 + z_{p2}(\theta_1 \cos\psi_1 + \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \cos\psi_2 - \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2,\end{aligned} \qquad (2)$$

где $c_{p1\xi}$, $c_{p1\eta}$, $c_{p2\xi}$, $c_{p2\eta}$, $c_{к1\xi}$, $c_{к1\eta}$, $c_{к2\xi}$, $c_{к2\eta}$ - коэффициенты жесткости подшипниковых опор и опор корпуса.

Уравнения Лагранжа [14] для ротора и корпуса в упругих опорах могут быть записаны в общем виде:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \xi_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \xi_i}\right), \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \eta_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \eta_i}\right),$$
$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i}\right), \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \psi_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \psi_i}\right),$$
$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \theta_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \theta_i}\right), \; i = 1,2, \qquad (3)$$

где T, П соответственно, значения кинетической и потенциальной энергии определяются формулами из (1) и (2). Десять уравнений (3) описывают колебания ротора и корпуса. Вибрация подшипниковых опор часто представляет собой полигармонические колебания, параметры которых (амплитуды и фазы) могут быть экспериментально измерены и подставлены в систему уравнений (3). Используя условие малости измеренных параметров колебаний, система (3) линеализуется, приравниваются коэффициенты при одинаковых гармониках колебаний в левой и правой части уравнений этой системы. В результате получается система алгебраических уравнений относительно неизвестных параметров ρ, θ_0, γ_0 , $c_{p1\xi}$, $c_{p1\eta}$, $c_{p2\xi}$, $c_{p2\eta}$, $c_{к1\xi}$, $c_{к1\eta}$, $c_{к2\xi}$, $c_{к2\eta}$. Найденные величина ρ, θ_0 , γ_0 , $c_{p1\xi,}$, $c_{p1\eta}$, $c_{p2\xi,,}$ $c_{p2\eta}$, $c_{к1\xi}$, $c_{к1\eta}$, $c_{к2\xi}$, $c_{к2\eta}$ характеризуют статический и динамический дисбаланс ротора и состояние упругих подшипниковых опор, а также опор корпуса.

По результатам измерения параметров колебаний определяются параметры состояния динамической системы. Эти характеристики могут быть получены с помощью изложенного метода и использованы для вибродиагностирования газотурбинных установок.

Таким образом, предложенная математическая модель колебательных процессов ротора и корпуса в газотурбинной установке позволяет идентифицировать и выявлять причины повышенной вибрации из-за: деформации ротора на рабочих частотах вращения; остаточного статического дисбаланса при сохранении жесткости ротора; динамического дисбаланса при сохранении жесткости ротора и обнаруживать неудовлетворительную жесткость подшипников.

Предложенный метод определения динамических характеристик ротора и корпуса может быть также полезен при выполнении балансировки роторов.

Дальнейшие исследования следует проводить в направлении создания моделей для идентификации и определения динамических характеристик двухвальных и трехвальных газотурбинных установок, а также

моделей, учитывающих влияние внешних нагрузок на параметры вибрации.

Литература

1. Добрянский Т.В., Мартьянова Т.С. Динамика авиационных ГТД.- М: Машиностроение, 1989.-240 с.
2. Воробьев Ю.С., Шульженко Н.Г. Исследование колебаний систем элементов турбоагрегатов.- К: Наук. думка, 1976.- 135 с.
3. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей.- М: Машиностроение, 1973.- 224 с.
4. Генкин М.Г., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов.- М.: Машиностроение, 1987.- 288 с.
5. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Ю.Н. Васильев, М.Е. Бесклетный, Е.А. Игуменцев, В.Л. Христензен.- М.: Недра, 1987.– 197 с.
6. Харитонов В.Н., Адаменко В.А. Методы диагностики состояния бортовой аппаратуры контроля вибрации // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.: науч. тр.- Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т. "ХАИ", 1999.- Вып. 9. Тепловые двигатели и энергоустановки.- С. 214-218.
7. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков.- М.: Наука, 1984.– 120 с.
8. Марпл-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его применение / Пер. с англ.- М.: Мир, 1990.- 584 с.
9. Бойко М.В. Вибрации газотурбинных установок и их моделирование в обобщенных координатах. // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.: науч. тр.- Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т. "ХАИ", 2002.- Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.- С. 443-448.
10. Экспериментальное определение вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев А.В. Груздев, А.В. Наумов // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.: науч. тр. - Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т. "ХАИ", 2002.- Вып. 34. Двигатели и энергоустановки.- С. 169-172.
11. Кидд. Разработка системы измерений вибрации корпуса газовой турбины DC-990 // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1984.- Т. 106, № 4.– С. 165-170.
12. Менк, Гриффин, Белак. Влияние переменной нормальной нагрузки на вынужденные колебания конструкций, демпфированных трением // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1986.- Т. 108, № 2.– С. 54 - 61.
13. Эртас, Козик. Усталостные нагрузки на фундамент, обусловленные эксцентриситетом роторов турбин // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1988.- Т. 110, № 4.- С. 165-170.
14. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики.- М.: Наука, 1972.- 332 с.

Поступила в редакцию 22.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент В.С. Чигрин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, старший научный сотрудник О.Ф. Полищук, ИПМАШ НАН Украины, г. Харьков.

УДК 629.1.032.1

КОЛЕБАНИЯ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф., А.В. Собин, асп.,

Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Одним из направлений развития гусеничных машин специального назначения является модернизация существующих морально устаревших образцов. Обычно применяются более совершенные двигатели, трансмиссии и системы, обеспечивающие улучшенные тактико-технические характеристики машины. При этом часть конструктивных элементов исходного варианта машины сохраняется при условии принципиальной возможности их использования. Сказанное относится, в частности, к центробежному вентилятору системы охлаждения двигателя бронированного тягача МТ–ЛБ. Центробежный вентилятор обладает большей производительностью, чем традиционный осевой, и применяется в связи с установкой двигателя в замкнутом отсеке закрытого корпуса плавающей машины. Известны случаи отказов вентилятора в результате усталостного разрушения рабочих лопаток его колеса. Лопатки подвергаются действию воздушного потока, центробежных сил и сил инерции, вызванных кинематическим возбуждением при вынужденных крутильных колебаниях ведомого вала привода вентилятора. Повышение надежности данного узла требует достаточно тщательного исследования условий его работы, действующих нагрузок, определения прочностных и вибрационных характеристик.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. В научно–технической литературе имеется много работ, посвященных колебаниям в турбомашинах, в том числе вибрациям рабочих колес центробежных вентиляторов, широко распространенных в различных отраслях техники. Однако вопросы вибрационной прочности колеса центробежного вентилятора, имеющего специальный привод, при его работе в составе сложной моторно-трансмиссионной системы транспортной гусеничной машины освещены недостаточно. Условия работы вентилятора в такой системе отличаются переменностью режимов, разнообразием возмущений различного происхождения, возможностью возникновения резонансных состояний. В принципе, основными источниками возмущений, которые вызывают колебания рабочего колеса, могут быть двигатель машины и редуктор привода вентилятора. Для расчета колеса на нерезонансные и резонансные вынужденные колебания необходимо определить источник этих возмущений и законы их изменения во времени. Резонансные режимы определяются предварительным расчетом спектра собственных частот и форм колеса. Для устранения опасных режимов требуется исследовать возможности отстройки системы путем изменения ее конструктивных параметров или характеристик возмущения.

Цель исследований. Целью исследований является снижение вибрационной нагруженности колеса вентилятора на его рабочих режимах.

Для этого решались следующие задачи:

– определение вибрационных характеристик колеса;

– исследование влияния на них конструктивных параметров;

– выявление источника резонансных возмущений;

– исследование возможностей снижения вибрационной нагруженности колеса при вынужденных крутильных колебаниях путем установки упругой муфты в приводе вентилятора.

Результаты исследований. При исследовании собственных колебаний использована механическая модель колеса в виде круглой пластины (диска), по периферии которой нормально к ее плоскости с равным окружным шагом расположены рабочие лопатки –

пологие цилиндрические оболочки постоянной толщины. Вершины лопаток связаны между собой бандажным кольцом конической формы с цилиндрической отбортовкой (рис. 1). Соединение лопаток с диском и кольцом рассматривается как жесткое защемление. В центре диска имеется круглое отверстие, по контуру которого он также жестко защемлен. Материалы элементов модели имеют механические характеристики алюминиевых сплавов.

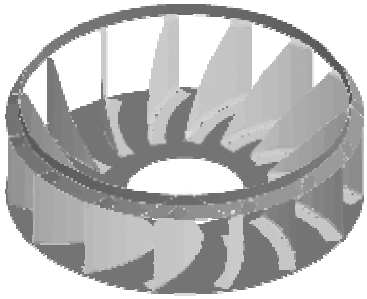


Рис. 1. Колесо вентилятора

С учетом геометрии рассматриваемой системы и ее механических характеристик целесообразно для расчета использовать конечно-элементную модель и алгоритмы метода конечных элементов, реализованные известными программными продуктами CAD Pro/ENGINEER и CAE ANSYS [1]. Расчеты позволили определить вибрационные характеристики колеса (собственные частоты (табл. 1) и формы).

Таблица 1

Собственные частоты ω_i колеса вентилятора, Гц

i	ω_i	i	ω_i	i	ω_i
1	96	11	492	21	656
2	96	12	492	22	656
3	129	13	552	23	719
4	161	14	552	24	719
7	359	17	621	27	727
8	359	18	621	28	727
9	426	19	646	29	737
10	426	20	646	30	737

Знание собственных частот позволяет определить возможные резонансные режимы работы вентилятора. Наличие таких режимов подтверждается результатами эксперимента [2]. При угловых скоростях вращения вала двигателя $\Omega_д$ = 148,7 $с^{-1}$ (1420 об/мин) и $\Omega_д$ = 183,3 $с^{-1}$ (1750 об/мин) отмечено резкое увеличение амплитуд колебаний лопаток. Угловые скорости колеса вентилятора равны соответственно $\Omega_в$ = 203,6 $с^{-1}$ (1944 об/мин) и $\Omega_в$ = 250,9 $с^{-1}$ (2396 об/мин) (передаточное отношение ременной передачи привода $i = \Omega_д / \Omega_в = 0{,}73$).

Анализ условий работы вентилятора показал [1], что резонансные колебания его колеса возбуждаются в результате кинематического воздействия на ступицу, частота которого определяется параметрами зубчатой пары редуктора. Такие вибрации обусловлены циклическими погрешностями зубцовой частоты в передаче [3]. В самом деле, при числе зубьев колес редуктора $z_1 = z_2 = z = 17$ и указанных угловых скоростях его выходного вала зубцовые частоты возмущения $p = \Omega z$ принимают значения p_1=3461 $с^{-1}$ (551 Гц) и p_2 = 4265 $с^{-1}$ (679 Гц) соответственно. Эти величины практически совпадают с собственными частотами $\omega_{13.14}$=552 Гц и очень близки к значениям $\omega_{21,22}$=656 Гц. Соответствующие собственные формы показаны на рис. 2.

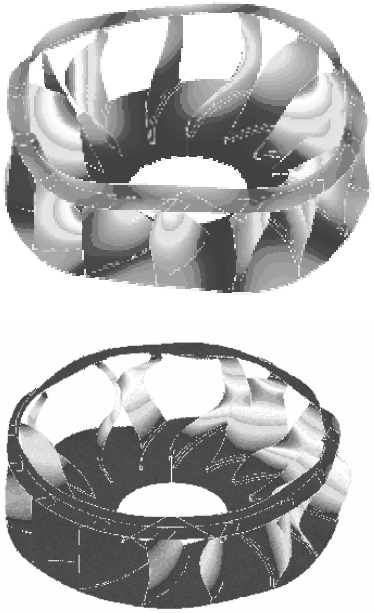


Рис. 2. Резонансные собственные формы

Для исключения резонансных режимов из рабочего диапазона применяются два традиционных способа: отстройка системы (коррекция спектра собственных частот) и изменение параметров возмущения. Зубцовая частота вынужденных колебаний вентиляторного колеса пропорциональна угловой скорости $\Omega_в$ и числу зубьев ведомого колеса редуктора. Возможности изменения величины $\Omega_в$ требуют дополнительного исследования. Ее уменьшение приведет к сни-

жению производительности вентилятора, а увеличение может вызвать срывное обтекание лопаток. Изменение числа z, во-первых, не очень эффективно (например, переход от z = 17 к z = 19 увеличивает частоту возмущения приблизительно на 12%), а во-вторых, при плотном спектре собственных частот может создать условия для резонансов с другими частотами. Отстройка системы возможна путем изменения конструктивных параметров колеса вентилятора. При увеличении толщины диска (штатный размер 5 мм) в интервалах 5…10…15 мм резонансная частота $\omega_{13.14}$ изменяется соответственно между значениями 552…684…725 Гц (рост 24% и 6%).

Для частоты $\omega_{21,22}$ эти границы составляют 656…747…761 Гц (рост14% и 2%). Изменение толщины лопаток (штатный размер 2 мм) от 2 до 3 мм менее эффективно: 552…632 Гц (14%) для $\omega_{13.14}$ и 656…767 Гц (16%) для $\omega_{21,22}$. Еще меньшее влияние на собственные частоты в целом и резонансные в частности оказывает увеличение толщины направляющего кольца от штатных 2 до 3 мм. Рост значений $\omega_{13.14}$ и $\omega_{21,22}$ наблюдается в интервалах 552…575 Гц (4%) и 656…679 Гц (3%). Изменение высоты поперечного сечения направляющего кольца в интервале 21…50 мм приводит к незначительному снижению резонансных собственных частот, по-видимому, за счет одновременного увеличения массы кольца.

Альтернативой изменению конструктивных параметров колеса в целях отстройки от резонансных режимов является установка упругой муфты в ступице диска. Это позволяет получить новые жесткостные характеристики системы, а следовательно, и спектр собственных частот. Упругие свойства муфты определяются ее коэффициентом жесткости $c_м$, зависящим от размеров b, l, h упругих элементов, их количества k_e и модуля упругости резины E (для разных марок резины $E=(20…70)\cdot10^5$ Н/м^2) :

$$c_м = \frac{2,38\, k_e E l^2 b^2}{(l+b)\left(\frac{0,85\, h}{R}-\varphi\right)^2}, \qquad (1)$$

Здесь φ – угол закручивания муфты. Этот угол связан с передаваемым муфтой крутящим моментом M соотношением

$$M = \frac{2,75\, k_e E l^2 b^2 R}{h(l+b)} \frac{\varphi}{\frac{0,85\, h}{R}-\varphi}. \qquad (2)$$

Отсюда, задав по конструктивным соображениям b=0,01 м, l=0,04 м, h=0,013 м, R=0,035 м, k_e=8, $E=20\cdot10^5$ Н/м^2, получим φ=0,316/(1+378,6/M). Если средний крутящий момент, воспринимаемый ротором [5], принять в качестве первого приближения величины M, то $M=0,287\cdot10^{-3}\,\Omega^2$ =11,9 Нм (при Ω=203,6 с$^{-1}$). Тогда φ=0,01 рад и $c_м$=1275 Нм. Формально функция $c_м$, определяемая выражением (1), является существенно нелинейной и имеет разрыв при φ=0,85h/R=0,37 рад. Однако во взятом с запасом интервале реальных значений 0,01≤φ≤0,1 она достаточно хорошо аппроксимируется линейной функцией (хордой) $c_м$=14311φ – 1131,9. В табл. 2 приведены значения $c_м$ в зависимости от угла φ. Вторая строка соответствует формуле (1), третья и четвертая – линейным функциям: хордам участков 0,01≤φ≤0,15 рад и 0,01≤φ≤0,1 соответственно.

Таблица 2

Коэффициент жесткости муфты

φ, рад	0,01	0,05	0,1	0,15
$c_м$, Нм	1275	1689	2563	4338
$c_м$, Нм	1275	2150	3244	4338
$c_м$, Нм	1275	1847	2563	3279

Для предварительных оценок используется следующая методика. Рассматриваются вынужденные крутильные колебания системы, представленной на рис. 3. Здесь J_1 – момент инерции направляющего кольца с присоединенной третью суммарной массы лопаток; J_2–момент инерции диска с присоединенной

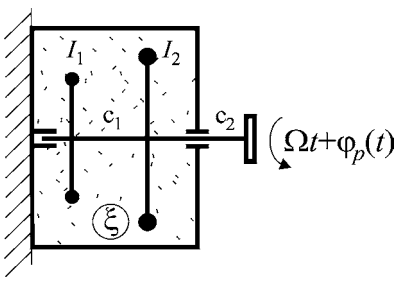


Рис. 3. Крутильная система

третью суммарной массы лопаток и выходного вала редуктора; c_1 – жесткость на кручение всех лопаток колеса; $c_2=c_в c_м/(c_в+c_м)$ – эквивалентная жесткость на кручение последовательно соединенных выходного вала редуктора и муфты ($c_в$ – жесткость вала на кручение); $\varphi_р(t)$ =A sin zΩ t – кинематическое возмущение, обусловленное циклической погрешностью зубцовой частоты. В соответствии с эмпирическими зависимостями, приведенными в [5, 6], коэффициент демпфирования может быть представлен в виде $\xi=5{,}75\cdot10^{-4}\Omega_в$, Нмс.

Рассчитывая систему на вынужденные колебания, необходимо учитывать рассеяние энергии. Для этого воспользуемся эмпирической зависимостью [6], применяемой в расчетах центробежных вентиляторов, ξ=19,1M/n , где ξ – коэффициент демпфирования; M – средний крутящий момент, воспринимаемый ротором; n – частота вращения. Потребляемая вентилятором мощность определяется также эмпирической зависимостью [5]$N=0{,}287\cdot10^{-6}(\Omega_в)^3$, кВт. Тогда с учетом связи $M=N/\Omega_в$, $\Omega_в=\pi n/30$ получаем $\xi=5{,}75\cdot10^{-4}\Omega_в$, Нмс. Основанием для выбора расчетной схемы в виде, представленном на рис. 3, служит то, что при отсутствии муфты расчетные собственные частоты ее крутильных колебаний $\omega_1=873{,}5$ с$^{-1}$ (139 Гц) и $\omega_2=3491$ с$^{-1}$ (556 Гц) очень близки к собственным частотам колеса $\omega_3=810{,}5$ с$^{-1}$ (129 Гц) и $\omega_{13.14}=3468$ с$^{-1}$(552 Гц). Это позволяет, введя в систему муфту и варьируя ее жесткость за счет изменения конструктивных параметров оценить влияние последних на вибрационные характеристики системы в целях ее отстройки от резонансных режимов. Такая работа не требует применения мощных программных продуктов и сложных конечно-элементных моделей, которые затем используют для поверочных расчетов.

Для получения в первую очередь качественных оценок как исходное допущение примем постоянство величины $c_м$. Уравнения вынужденных колебаний рассматриваемой системы имеют вид:

$$J_1\ddot{\varphi}_1+\xi_1\dot{\varphi}_1+c_1(\varphi_1-\varphi_2)=0,$$
$$J_2\ddot{\varphi}_2+\xi_2\dot{\varphi}_2-c_1(\varphi_1-\varphi_2)+c_2\varphi_2=c_2\varphi_р(t), \quad (3)$$

где φ_1, φ_2 – угловые перемещения масс системы;

ξ_1, ξ_2 – коэффициенты демпфирования, пропорциональные моментам инерции J_1, J_2 ($\xi_1+\xi_2=\xi$).

Общие решения этих уравнений при нулевых начальных условиях определяют суперпозицию сопровождающих и вынужденных колебаний. Сопровождающие колебания, амплитуды которых зависят от частоты возмущения, достаточно быстро затухают, и система совершает чисто вынужденные колебания $\varphi_1(t)=A_1\sin(z\Omega t+\varepsilon_1)$, $\varphi_2(t)=A_2\sin(z\Omega t+\varepsilon_2)$, где ε_1 , ε_2 – фазовые углы. Полученное численным интегрированием решение соответствует указанным особенностям. На основе построенной модели и примененного аппарата проведен численный эксперимент, в котором исследовалось влияние коэффициента жесткости муфты на собственные частоты системы и амплитуды вынужденных колебаний ее масс. В табл. 3 приведены результаты расчетов.

Таблица 3

Влияние жесткости муфты на частоты и амплитуды колебаний

$c_м\cdot10^2$	10	14	18	20	∞
$A_{1м}$	0.062	0.087	0.111	0.123	3.91
$A_{2м}$	0.010	0.014	0.018	0.020	0.62
$A_1/A_{1м}$	62.4	44.9	35.1	31.7	1,0
$A_2/A_{2м}$	62.1	44.7	35.0	31.6	1,0
ω_1	68.8	81.3	92.1	97.0	873
$\omega_2\cdot10^2$	34,72	34,72	34,72	34,72	34,9

Как видно из двух последних строк, введение муфты в систему сильно уменьшает первую собственную частоту ω_1 и практически не влияет на величину ω_2 второй частоты. Увеличение жесткости муфты заметно снижает значение ω_1 и оставляет по сути неизменной ω_2.

Амплитуды углов φ_1 и φ_2 для системы без муфты, а также $\varphi_{1м}$ и $\varphi_{2м}$ для системы с муфтой даны в отношении к амплитуде кинематического возмущения (строки 1 и 2). В строках 3 и 4 эти величины сравниваются между собой. Применение муфты существенно и практически одинаково снижает амплитуды колебаний. Ее влияние уменьшается с увеличением жесткости.

Численный эксперимент, в котором исследовалось влияние длины l упругих элементов муфты и модуля упругости E резины, показал, что влияние последнего на величины $A_{1м}$ и $A_{2м}$ тем сильнее, чем больше значение l. Они увеличиваются с ростом E. Такой же эффект создает и увеличение длины резиновых сегментов (то есть увеличение $c_м$). Эти выводы иллюстрируются графиками на рис. 4. Здесь по оси ординат откладываются отношения $A_{1м}$ /A и $A_{2м}$ /A, где A – амплитуда возмущения. По амплитудам $A_{1м}$ и $A_{2м}$,

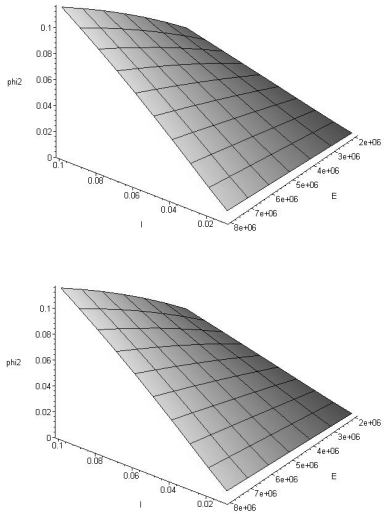


Рис. 4. Влияние конструктивных параметров l и E на амплитуды колебаний

учитывая, что они определяют углы поворота направляющего кольца и диска вентилятора вокруг оси вращения, можно определить относительные перемещения вершин и корневых сечений лопаток, а затем динамические напряжения, соответствующие данной форме вынужденных колебаний. Для этого должна вновь использоваться конечно-элементная модель колеса.

Перспективы дальнейших исследований. Усложняя модель рассматриваемой системы за счет нелинейности (1) и пользуясь результатами проведенного исследования, можно перейти к постановке и решению задачи оптимизации параметров муфты в целях отстройки колеса вентилятора от резонансных режимов при выполнении условий вибрационной прочности конструкции.

Выводы. Для снижения вибрационной нагруженности колеса вентилятора в конструкцию привода следует ввести упругую муфту двустороннего действия. Рациональные значения ее конструктивных параметров можно определить с помощью рассмотренных алгоритмов.

Литература

1. Собин А.В. Некоторые особенности постановки задачи о вынужденных колебаниях колеса центробежного вентилятора // Автомобиле- и тракторостроение: Вестник НТУ "ХПИ".– Харьков: ХПИ, 2002.– Т. 1.– С. 138 – 143.

2. Собін А.В. Експериментальне визначення джерел кінематичного збурення вимушених коливань колеса відцентрового вентилятора // Праці Таврійської Державної агротехнічної академії.– Мелітополь, 2002.– Вип. 5.– С. 79 – 83.

3. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.- М.: Госстандарт, 1981.– 42с.

4. Поляков В.С., Барбаш И.Д. Муфты.- М.: Машиностроение, 1973.– 336 с.

5. Собін А.В. К расчету колеса центробежного вентилятора системы охлаждения транспортного дизеля // Интегрированные технологии и энергосбережение.– 2002.– № 2.– С. 55 – 59.

6. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов.- М.: Машиностроение, 1968.– 272 с.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.Н. Пойда, НТУ «ХПИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор Н.К. Рязанцев, КП ХКБД, г. Харьков.

УДК 621.452.32.001.2

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА

А.В. Петров,

ГП ЗМКБ "Прогресс" им. академика А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

Дефекты и разрушения лопаток компрессоров ГТД в основном происходят от их динамической напряженности.

На современном этапе имеется ряд численных методов (в первую очередь метод конечных элементов [1, 2]) которые с использованием математических моделей высокого уровня позволяют с достаточной точностью рассчитывать частоты и формы собственных колебаний, а также распределение относительных динамических напряжений в лопатках.

Практика и расчет показывают достаточно высокую концентрацию динамических напряжений на кромках хвостовиков лопаток, что в сочетании с достаточно высокой статической напряженностью в этих местах лопаток увеличивают вероятность возникновения усталостных трещин.

Для того чтобы вывести максимальные статические и динамические напряжения из зон концентрации, в лопатках с хвостовиками типа "ласточкин хвост", вставляемых в диск с кольцевым пазом, т.н. хвостовиками "ручейкового" типа (рис. 1, а, б), применяется следующее конструктивно-технологическое мероприятие.

Контактные поверхности хвостовика лопатки изготавливаются с радиусом кривизны меньшим, чем радиус паза диска (см. рис. 1, в).

Аналогичные исследования были проведены фирмой MTU (Германия) [4], однако эффект от этого мероприятия был показан только на распределении статических напряжений в хвостовике лопатки.

Большой интерес представляет получить подобное перераспределение для динамических

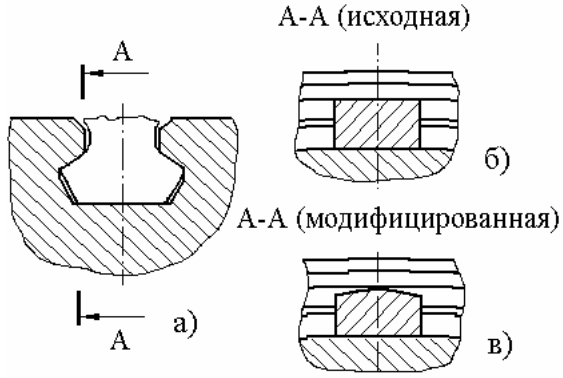


Рис.1. Варианты конструкции хвостовика

напряжений в хвостовике.

Для решения этой задачи необходимо учитывать контактное взаимодействие в хвостовике при колебаниях лопатки. При этом колебания носят нелинейный характер. Данные колебания относятся к категории упругих колебаний с нелинейной восстанавливающей силой.

Учитывая сложность (а иногда и невозможность) экспериментального определения распределения динамических напряжений в хвостовиках лопаток данного типа, целью данной работы была разработка методики расчета собственных частот, форм и относительных динамических напряжений при вынужденных нелинейных колебаниях лопатки компрессора (в данном случае нелинейность связана с контактным взаимодействием в хвостовике).

Естественно, что традиционными методами модального анализа данную задачу решить невозможно, т.к. они разработаны для решения задач линейных колебаний.

Для решения поставленной задачи использовалось основное уравнение движения при вынужденных колебаниях:

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F(t)\}\ , \qquad (1)$$

где $[M]$ - матрица масс,

$[C]$ - матрица коэффициентов демпфирования,

$\{\ddot{u}\}$ - вектор узловых ускорений,

$\{\dot{u}\}$ - вектор узловых скоростей,

$\{F(t)\}$ - вектор прикладываемых сил.

Решение уравнения (1) основано на схеме прямого интегрирования Ньюмарка [2] в сочетании с методом Ньютона-Рафсона для учета нелинейных эффектов контакта.

В данной задаче демпфирование не учитывалось (т.е. $[C]=0$), а возбуждающая сила $F(t)$ заменялась кинематическим возбуждением (т.е. колебанием основания лопатки) с амплитудой $A(t)=A_0\sin(\omega t)$.

Исследовались колебания рабочей лопатки компрессора авиационного ГТД с хвостовиком ”ручейкового типа”. Рассматривались два варианта конструкции одной лопатки.

1. Лопатка, у которой радиус кривизны контактной поверхности хвостовика совпадает с радиусом паза диска. В дальнейшем будем ее называть «исходная лопатка» (рис. 1, б).

2. Лопатка, у которой радиус кривизны контактной поверхности хвостовика меньше, чем радиус паза диска. За счет этого на краях контактной поверхности возникают зазоры, что приводит к тому, что левая и правая кромки контактной поверхности хвостовика выходят из зоны контакта. Этот вариант конструкции будем называть «модифицированная лопатка» (рис. 1, в).

Ввиду отсутствия данных о действующих на лопатку нестационарных аэродинамических сил, оценка эффективности доработки хвостовика проводилась в относительном сравнении исходной и модифицированной лопаток при одинаковых условиях нагружения.

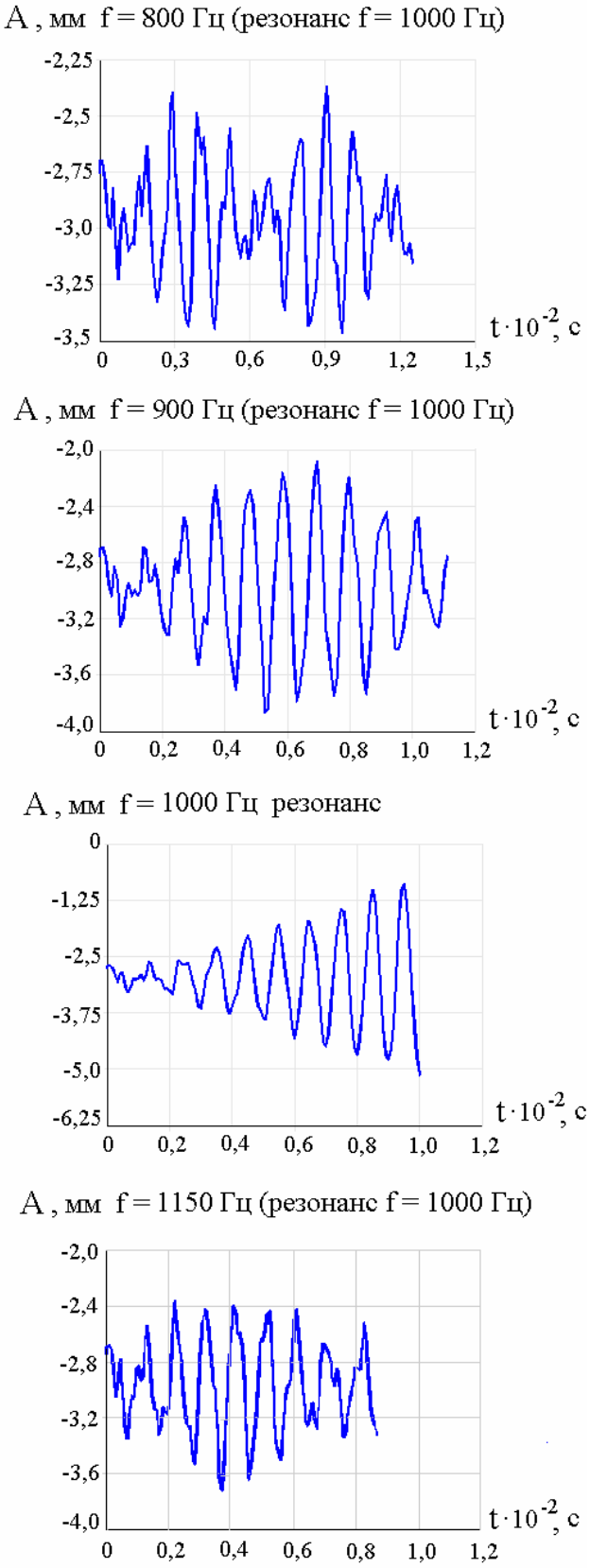


Рис. 2. Записи (реализации) колебаний лопатки

Задача вынужденных нелинейных колебаний лопатки решалась в такой последовательности.

1. Для моделирования предварительного нагружения лопатки в поле центробежных сил в качестве первого шага выполнялся статический расчет лопатки с учетом контакта в хвостовике на оборотах взлетного режима.

2. Далее к напряженной лопатке прикладывалось кинематическое возбуждение с заданной частотой.

3. Получение записей колебаний, т.н. реализаций колебательного процесса, которые представляют собой зависимости амплитуды точки на периферии лопатки от времени.

4. Приложение кинематического возбуждения с другими частотами и получение новых записей колебаний.

5. Построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ).

6. Определение собственных частот колебаний лопатки по АЧХ.

7. Получение распределения относительных динамических напряжений в лопатке при резонансе.

Точность полученных распределений напряжений определялась путем сравнения с данными эксперимента на вибростенде (без учета вращения лопатки). На рис. 3 показана достаточно хорошая сходимость расчетных и экспериментальных относительных динамических напряжений при колебании исходной лопатки по 1-й изгибной форме.

На рис. 2 показаны записи (реализации) колебаний по 1-й изгибной форме модифицированной лопатки на оборотах взлетного режима при различных частотах возбуждения.

Как известно, когда частота гармонической возбуждающей близка к собственной частоте лопатки, наблюдаются биения [3], которые происходят с частотой, равной разности этих частот (см. рис. 2).

Этот факт позволяет прогнозировать резонансную частоту практически с первого расчета.

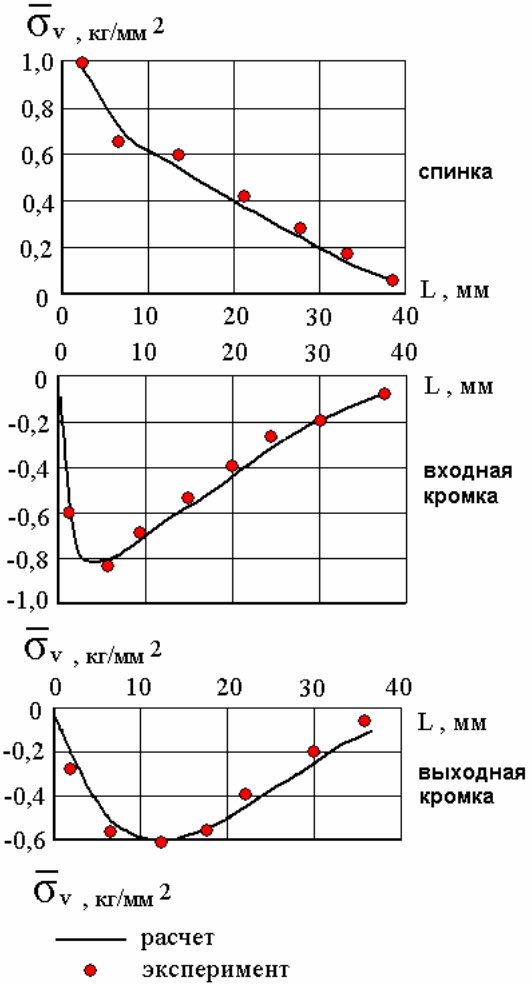


Рис. 3. Тестирование методики расчета

При резонансе (если демпфирование отсутствует) происходит неограниченный рост амплитуды. То, что биения начинаются задолго до резонанса и после него также объясняется отсутствием демпфирования в расчете.

На практике биения также встречаются, однако этот процесс не является стационарным. Свободные колебания вследствие демпфирования постепенно затухают и остаются “чистые” вынужденные колебания.

Собственные частоты лопаток определялись по АЧХ, показанных на рис. 4. Различие в значениях собственных частот лопаток по 1-й изгибной форме, видимо, связаны с различной жесткостью заделки хвостовика. Жесткая заделка при модальном анализе дает самую высокую собственную частоту. Условия контакта в исходной и модифицированной лопатках дают соответственно меньшие собственные частоты.

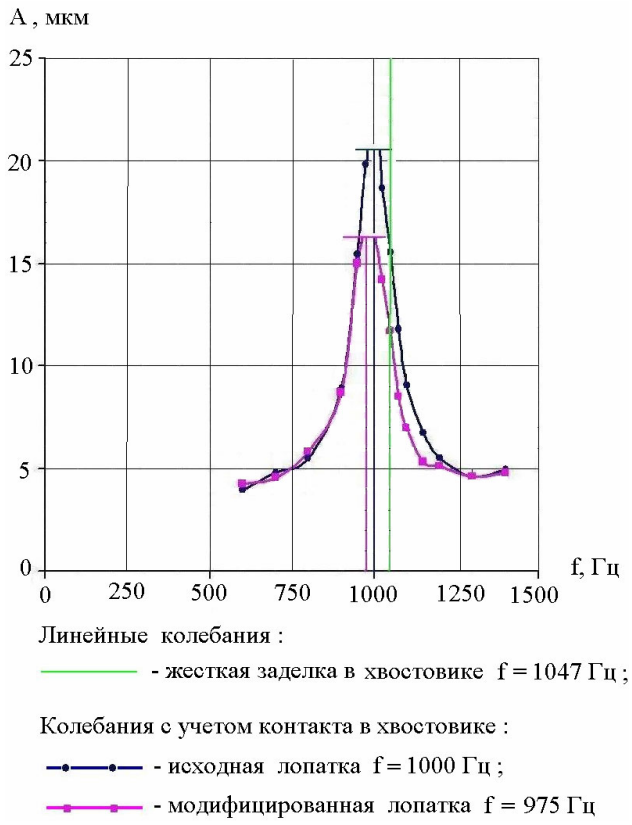


Рис. 4. Амплитудно–частотные характеристики лопаток

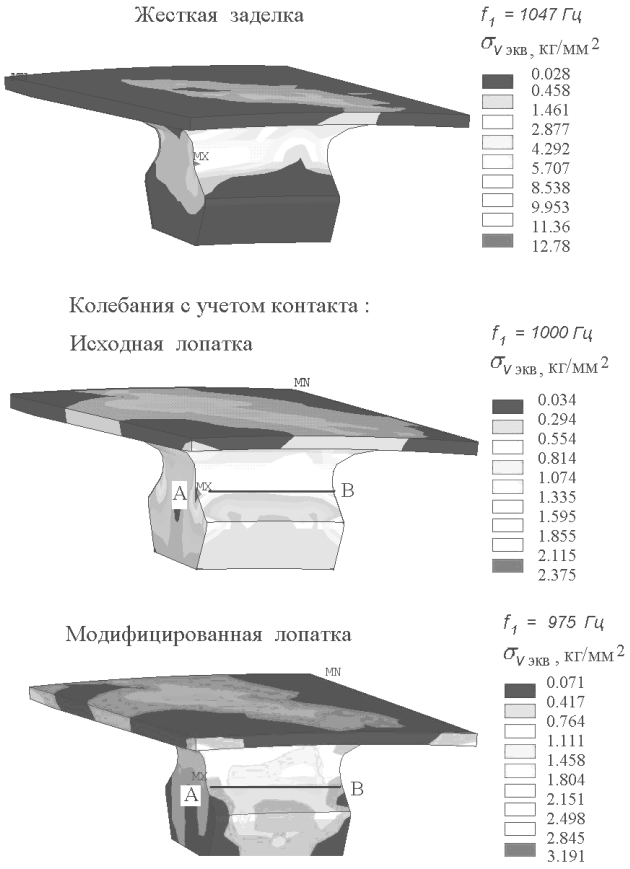


Рис. 5. Распределение относительных динамических напряжений в хвостовике лопаток

На рис. 5 показано распределение относительных эквивалентных (по Мизесу) динамических напряжений в хвостовиках исходной и модифицированной лопаток. Для сравнения также приведено распределение при жесткой заделке хвостовика, полученного из модального анализа. Более неравномерное распределение динамических напряжений на контактной поверхности хвостовика можно объяснить податливостью выступа паза диска и считать более близким к реальному, чем жесткое закрепление, имитирующее абсолютно жесткий диск.

Также на рис. 5 показано перераспределение относительных динамических напряжений в хвостовике модифицированной лопатки (максимальные напряжения переместились от кромок к центру контактной поверхности, т.е. вышли из зоны концентрации).

Этот эффект также иллюстрируют графики распределения относительных динамических напряжений вдоль контактной поверхности хвостовиков (линия АВ на рис. 5) исходной и модифицированной лопаток, приведенные на рис. 6.

Для более корректного сравнения динамической напряженности лопаток с разными радиусами кривизны хвостовиков и дисковых пазов была определена степень нелинейности лопаток данного типа. Расчет был проведен для модифицированной лопатки на резонансе по 1-й изгибной форме на оборотах взлетного режима.

К лопатке прикладывалось кинематическое возбуждение с амплитудой от 0,001 до 0,03 мм, при этом в лопатке возникали динамические напряжения от 0 до 16 кг/мм^2 , что полностью охватывает диапазон возможных динамических напряжений на двигателе. По результатам этих расчетов были получены характеристики в координатах “амплитуда-напряжение”.

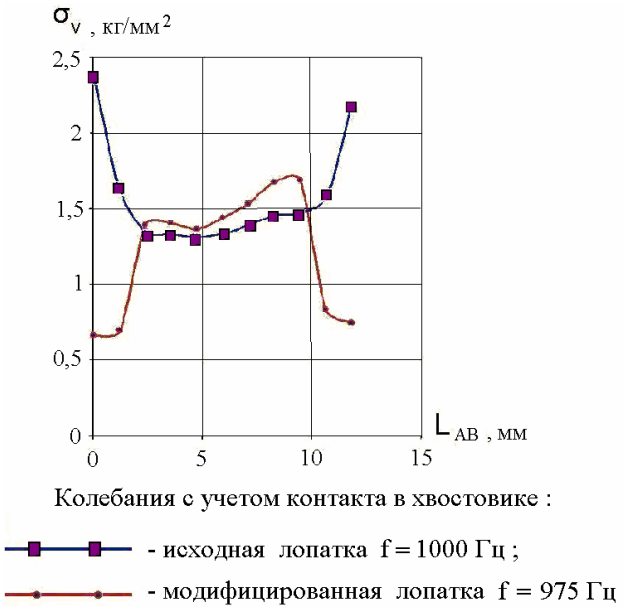


Рис. 6. Распределение динамических напряжений вдоль контактной поверхности хвостовика

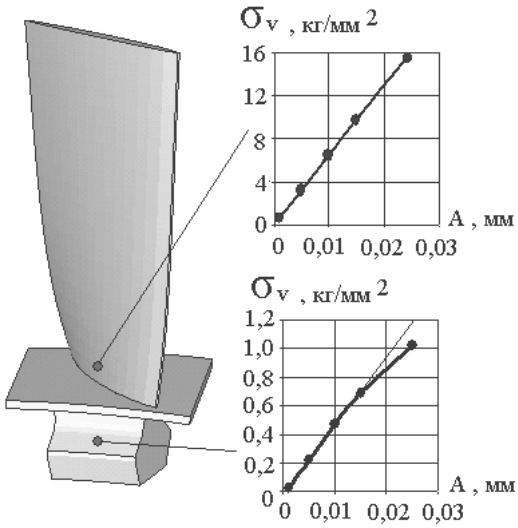


Рис. 7. Оценка степени нелинейности колебаний лопатки

Как видно на рис. 7, колебания пера лопатки имеют чисто линейный характер. Незначительный нелинейный эффект был получен в хвостовике (в точке на середине контактной поверхности), что позволяет делать достаточно корректное сравнение вариантов конструкции лопаток.

Для данной лопатки амплитуда возбуждения выбиралась такой, чтобы величины и распределения динамических напряжений были близки к экспериментальным для данной формы колебаний и режима работы двигателя.

Сравнение исходной и модифицированной лопаток осуществлялось при одинаковом уровне возбуждения и для одинаковых характерных точек на кривых реализации колебаний.

Следует отметить, что данная методика расчета позволяет получать результаты для колебаний со значительно большей степенью нелинейности.

Описанная выше методика расчета позволяет определять собственные частоты, формы и распределения динамических напряжений предварительно напряженных лопаток с учетом контактной нелинейности, что является преимуществом над испытаниями на вибростенде, при которых не моделируется нагружение лопатки от вращения.

Также эту методику можно применить для расчета относительной динамической напряженности бандажированных рабочих колес вентиляторов и турбин.

Учитывая контактное взаимодействие в полках при колебаниях бандажированных колес, можно определить оптимальный угол разъема по полкам.

Литература

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ.– М.: Мир, 1975.– 544 с.

2. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов / Пер. с англ. А.С. Алексеева. Под ред. А.Ф. Смирнова.– М.: Стройиздат, 1982.– 448 с.

3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний.– М.: Машиностроение, 1967.– 316 с.

4. Kosing O.E., Scharl R., Schmuhl H.J. Design Improvements of the EJ200 HP Compressor: From Design Verification to a Future All Blisk Version. ASME-2001-GT-0283.

Поступила в редакцию 15.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; Гл. конструктор Г.Р. Крицын, ГП ЗМКБ «Прогресс» им А.Г. Ивченко, г. Запорожье.

УДК 62-752.2.001.2

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ МЕХАНИЗМОВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ (УДАРНЫХ) ВОЗДЕЙСТВИЯХ

В.Ф. Шатохин, канд. техн. наук, С.Д. Циммерман, канд. техн. наук,

ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга, Россия

Механизмы различного назначения (в частности, энергетические установки), приборы в эксплуатационных условиях могут подвергаться различного рода нестационарным воздействиям импульсного (ударного) характера. Для погашения энергии таких воздействий и обеспечения ударостойкости механизмов применяются амортизирующие крепления, включающие в себя как податливые элементы (амортизаторы), так и элементы с демпфированием. При этом элементы с демпфированием устанавливаются либо с зазором (ограничители перемещений (ОП)), либо связаны с изделием через относительно податливый элемент (демпферные устройства). Амортизированная система механизмов в этом случае является физически нелинейной. В общем случае она обеспечивает ограничение перемещений и потери энергии по трем направлениям возможных нестационарных колебаний. Нелинейности определяются типами элементов амортизирующего крепления во внешнем и внутреннем каскадах амортизации. ОП могут быть, в частности, резиновыми массивами или металлическими.

Для расчетов реальных конструкций амортизированных систем достаточно четырех классов характеристик связей: линейная, кусочно-линейная, нелинейная, комбинированная (линейная до заданной величины U_0, после чего характеристика представляется в виде одной или совокупности гистерезисных петель, каждая из которых идентифицируется максимальным размахом U_s). Максимальный размах U_s определяется конструкцией демпфера или ОП и энергией воздействия (на экспериментальном стенде – это величина груза, высота падения груза на копре (или скорость в момент удара)).

На Калужском турбинном заводе совместно с Московским энергетическим институтом разработан алгоритм и комплекс программ расчёта [1-2], позволяющий проектировать амортизированные системы механизмов (приборов) с учётом как нестационарных воздействий, так и статических, вибрационных, квазистатических (типа качки на волнении) воздействий. Число амортизированных механизмов – до 10; число связей – до 300 и более. Особенностью исследования нестационарных колебаний амортизированных систем с помощью комплекса программ “Амортизация 2003” является возможность учёта экспериментальных гистерезисных петель деформирования для различных связей (ОП, амортизаторов).

Результаты исследований динамических характеристик (ускорений, перемещений элементов оборудования, деформаций и усилий в связях) амортизированных механизмов с жёсткими ОП или потерями энергии в ОП при нестационарных колебаниях приводятся для однокаскадных и двухкаскадных амортизированных систем. Расчёты динамических характеристик позволяют выбрать оптимальный вариант амортизирующего крепления.

Литература

1. Болотин В.В. Метод расчета сложных амортизированных систем на ударные воздействия // Вопросы кораблестроения. Сер. Корабельные энергетические установки.- Л.: ЦНИИ «Румб», 1976.- Вып. 2.- С. 99-107.

2. Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы и металлическими ограничителями перемещений во втором каскаде // Вестник машиностроения.- № 12.- 2001.- С. 6-11.

Поступила в редакцию 19.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук Ю.Л. Лукашенко, нач. ОКБ, ОАО «КТЗ», г. Калуга; канд. техн. наук, доцент А.А. Сидоров, КФ МГТУ им. Баумана, г. Москва

УДК 621.438-762

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ТУРБИНЕ ДВИГАТЕЛЯ Д-27

Ю.В. Рублевский, Е.А. Бандурко, Ю.А. Зеленый, А.Е. Занин,

Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. А.Г. Ивченко,

г. Запорожье, Украина

На протяжении всей истории создания газотурбинных двигателей актуальной была задача повышения эффективности его узлов. Одним из направлений решения этой задачи всегда оставался вопрос снижения паразитных утечек воздуха, отбираемого в компрессоре для нужд турбины (охлаждение, создание перепадов давлений в опорах, компенсация осевого усилия на подшипники). Снижение утечек достигается за счет совершенствования уплотнений. До настоящего времени в газотурбостроении основным видом уплотнения между статорными и роторными узлами являются лабиринты (различные по конструкции и по эффективности), величина утечек через которые зависит от многих факторов, а именно: конструктивного исполнения, величины радиального зазора, количества и геометрии гребешков, динамики взаимных перемещений ротора и статора, особенностей работы энергоустановки, технологии изготовления [1].

Ведущие мировые разработчики авиационных и стационарных газотурбинных двигателей (ГТД) затрачивают значительные усилия на разработку, испытания и внедрение более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные уплотнения.

Имеется целый ряд научно-исследовательских работ по разработке и внедрению щеточных уплотнений.

NACA выполнено сравнение эффективности лабиринтного и щеточного уплотнений за компрессором на двигателе YT-700 [2].

Щеточные уплотнения представляют собой кольцевую щетку из металлических проволочек малого диаметра из сплавов на основе никеля, хрома, кобальта, вольфрама или неметаллических волокон. Проволочки располагаются под углом к сопрягаемой поверхности ротора в целях уменьшения трения волокон щеточного уплотнения о роторную деталь.

Зарубежные информационные источники говорят об отработке и проверке работоспособности и эффективности таких уплотнений на фирмах «Ролс-Ройс», «Дженерал Электрик», Сименс, Мицубиси, Вестенхауз и ряде других фирм, занимающихся разработкой и эксплуатацией стационарных ГТД [3].

В настоящей работе представлено прямое сравнение эффективности щеточных и лабиринтных уплотнений на турбине двигателя Д-27, в системе компенсации осевого усилия (КОУ) турбины винтовентилятора (ТВВ).

Условия работы системы уплотнений: обороты ротора ТВВ 8440 об/мин, линейные скорости в уплотнениях до 160 м/с, давление воздуха в разгрузочной полости 710 кПа, температура 420 $^{\circ}$C.

Для оценки эффективности исследуемых щеточных уплотнений выполнялась специальная препаировка для замера давления в полости КОУ и для замера давлений и температур воздуха в трубопроводе подвода воздуха на компенсацию осевого усилия (для определения расхода воздуха). Препарированный трубопровод подвода воздуха перед постановкой на двигатель проходил специальную тарировку «холодной» продувкой в целях определения расходной характеристики. Детали в районе щеточного уплотнения препарировались датчиками ИМТК (измеритель максимальной температуры кристаллический) для определения температурного состояния.

Конструкция исходной системы лабиринтных уплотнений в полости КОУ и место замера давлений в полости представлены на рис. 1.

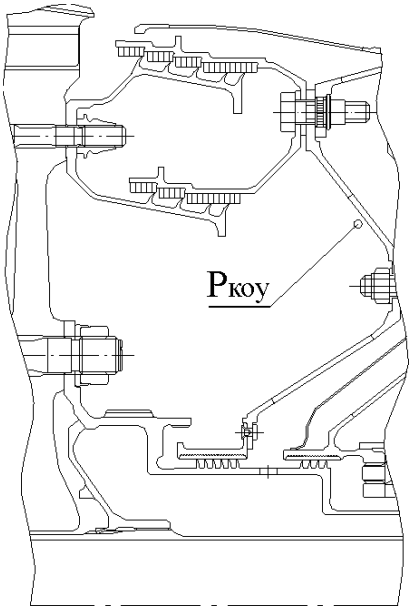


Рис. 1. Исходная система уплотнений КОУ ТВВ

На рис. 2 показаны зависимости давления в полости КОУ от приведенного давления за компрессором высокого давления (КВД) для исходной системы компенсации осевого усилия.

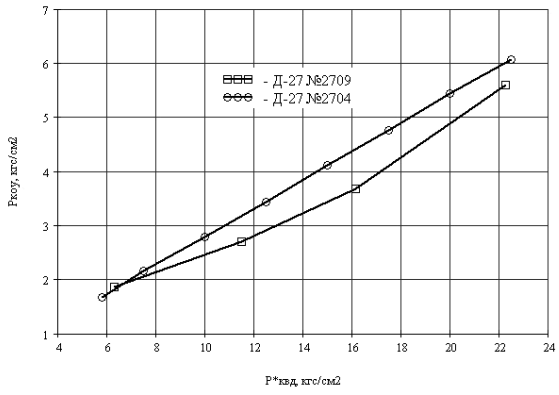


Рис. 2. Зависимость давления в полости КОУ в исходной системе от давления за КВД

Замеры давлений выполнялись на двух двигателях Д-27: № 2704 и № 2709.

В процессе доводки щеточных уплотнений было выполнено 3 сборки и испытания двигателя с различными конфигурациями роторных деталей щеточных уплотнений.

Конфигурация щеточных уплотнений в полости КОУ на двигателе при сборке № 1 представлена на рис. 3.

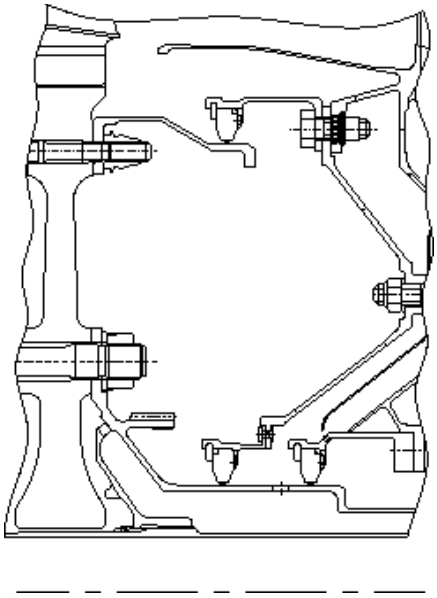


Рис. 3. Конструкция щеточного уплотнения при сборке № 1

Замеры давлений в полости КОУ при выполнении испытаний конструкции щеточных уплотнений, изображенной на рис. 3, приведены на рис. 4.

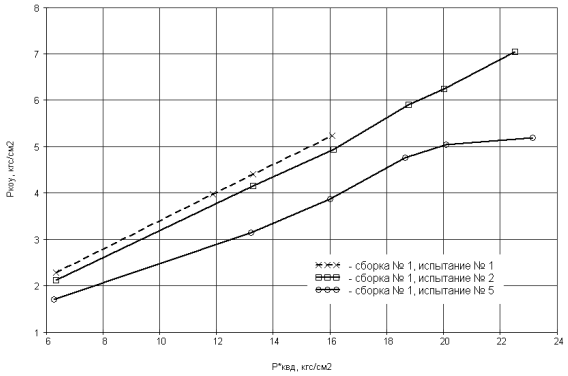


Рис. 4. Зависимость давления в полости КОУ от давления за КВД (сборка № 1)

Во время испытаний было отмечено падение давления в полости КОУ, после разборки двигателя и контроля ЛЮМ1-ОВ на роторном кольце верхнего щеточного уплотнения были обнаружены трещины, которые и явились причиной падения давления в полости КОУ. Вероятная причина появления этих трещин – аэроупругие колебания роторного кольца.

В целях устранения этого дефекта на сборку № 2 двигатель был собран с роторным кольцом, усиленным двумя буртами. Данная конструкция верхнего щеточного уплотнения представлена на рис. 5.

При проведении испытаний двигателя, собранного со щеточными уплотнениями, представленными на рис. 5, также было отмечено некоторое снижение давления в полости КОУ. Результаты замера давлений в полости КОУ приведены на рис. 6.

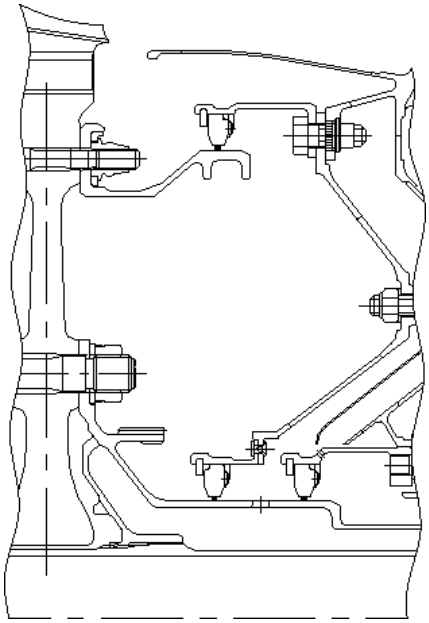


Рис. 5. Конструкция щеточного уплотнения при сборке № 2

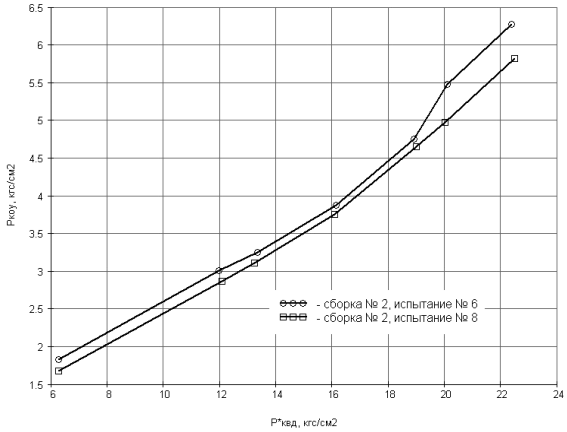


Рис. 6. Зависимость давления в полости КОУ от давления за КВД (сборка №2)

После разборки двигателя и контроля ЛЮМ1-ОВ на верхнем кольце опять были обнаружены трещины.

Дальнейшая модернизация узла щеточного уплотнения (сборка № 3) в полости КОУ представлена на рис. 7. Данная модернизация заключалась во введении в конструкцию роторного кольца с одним высоким буртом, расположенным в осевом направлении строго под щеточным уплотнением. Кроме того, кольцо крепления щеточного уплотнения на статоре дополнительно опирается на корпус со стороны ротора (см. рис. 7).

После испытаний последней конструкции щеточного уплотнения (сборка № 3) при разборке двигателя и контроле ЛЮМ1-ОВ на роторном кольце трещин не обнаружено. Результаты замера давлений в полости КОУ приведены на рис. 8.

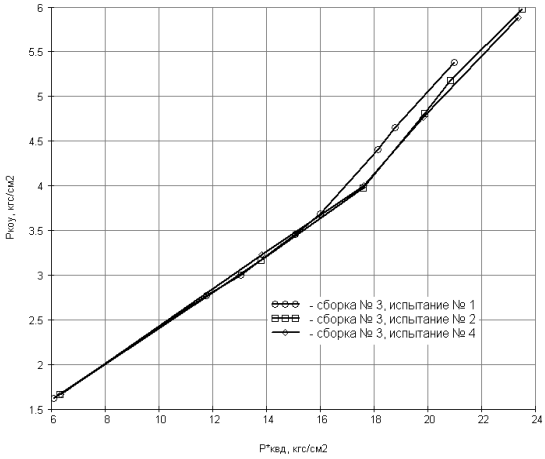


Рис. 7. Конструкция щеточного уплотнения при сборке № 3

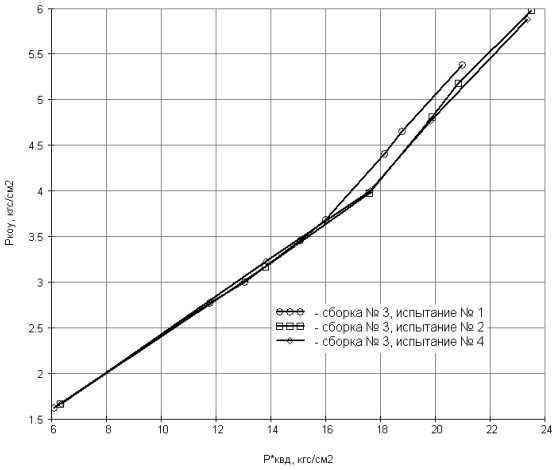


Рис. 8. Зависимость давления в полости КОУ от давления за КВД (сборка №3)

На основании полученных данных можно сделать вывод о том, что в процессе работы происходит приработка щеточных уплотнений, которая приводит к некоторому увеличению их пропускной способности, вследствие чего давление в полости КОУ снижается.

Относительный расход воздуха (отношение расхода воздуха, замеренное в трубе подвода, к расходу воздуха на входе в компрессор низкого давления (КНД)) на двигателях 2704, 2709 с лабиринтными уплотнениями составил 1,149…1,668%.

Расход воздуха, при работе со щеточными уплотнениями составлял величину порядка от 1,007 до 1,188%.

Расходы воздуха, замеренные при испытаниях, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Расходы воздуха на КОУ для лабиринтных и щеточных уплотнений

Наименование уплотнительного элемента	Расход воздуха, кг/с	Расход воздуха, %
Лабиринт на дв.2704	0,492	1,668
Лабиринт на дв.2709	0,339	1,149
Щетки при сборке №1	0,308	1,028
Щетки при сборке №2	0,349	1,183
	0,347	1,172
Щетки при сборке №3	0,299	1,007
	0,320	1,094
	0,348	1,188

Температура щеточного кольца, замеренная датчиками ИМТК (измеритель максимальной температуры кристаллический) в процессе испытаний составляла порядка 410°С.

Давление в полости КОУ, замеренное в конце испытаний щеточных уплотнений, оказалось ниже на 0,05…0,50 кгс/см^2, по сравнению с замерами давлений на двигателях 2709 и 2704 с исходной конструкцией узла (лабиринты). В первом приближении щёточное уплотнение по эффективности примерно равнозначно двойному ступенчатому лабиринтному уплотнению с девятью гребешками.

Вероятной причиной появления трещин усталостного характера при малой наработке деталей является возбуждение резонансных явлений или автоколебательных процессов.

Для расчёта собственных частот колебаний роторных и статорных колец уплотнений использован циклосимметричный сектор деталей, не закреплённый и жёстко закреплённый по месту расположения болтовых соединений. Закрепление роторного кольца выполнено со стороны большего давления, а статорных колец - со стороны меньшего давления.

Расчеты показали отсутствие резонанса между роторными гармониками и собственными частотами колебаний роторных и статорных колец уплотнений. Резонансная диаграмма изображена на рис. 9.

Формы колебаний роторных колец из сборок 1 и 2 (рис. 3, 5) позволяют говорить о явлении подсоса газа

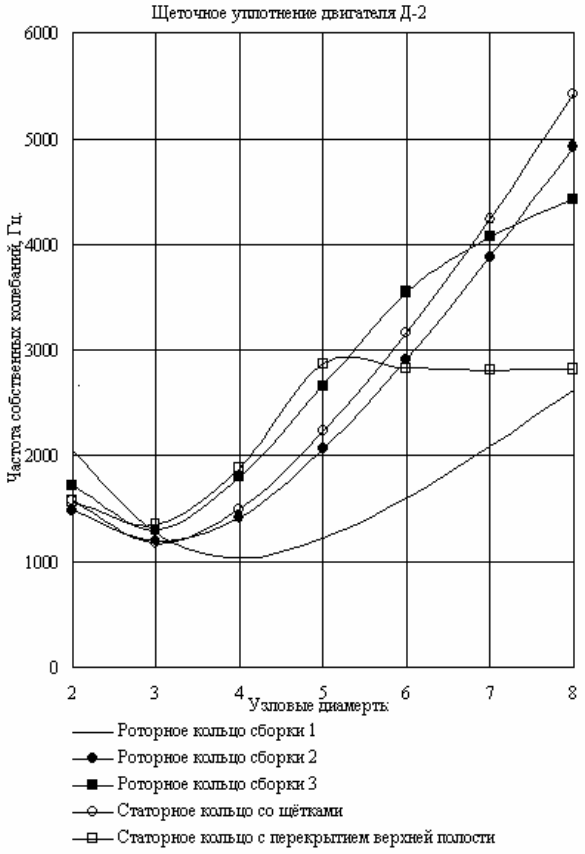


Рис. 9. Резонансная диаграмма деталей щеточного уплотнения двигателя Д-27

и возбуждении акустических колебаний под действием круговых волн давления в полости над роторным кольцом уплотнения. Возникающее при подсосе разряжение вызывает дополнительную силу, изгибающую кольцо и уменьшающую зазор между роторным и статорным кольцами, при этом подсос снижается, давление уменьшается и прогиб кольца уменьшается, это вновь вызывает увеличение подсоса и обуславливает дополнительную возможность колебания кольца.

Возбуждение акустических колебаний происходит в системе состоящей из двух подсистем: механической и акустической. Роторное кольцо выполняет роль затвора и при совпадении частоты колебаний механической системы и числа волн по окружности

акустической системы наступает акустический резонанс. Параметры акустической системы зависят от температуры, скорости вращения ротора и скорости вращения газа, который увлекается во вращение трением о ротор.

Существуют известные методы для устранения этого явления: отстройка от частоты акустического резонанса механической или акустической системы; увеличение акустического демпфирования; увеличение механического демпфирования; конструктивные изменения. Для устранения данного дефекта проведены изменения в конструкции деталей уплотнения.

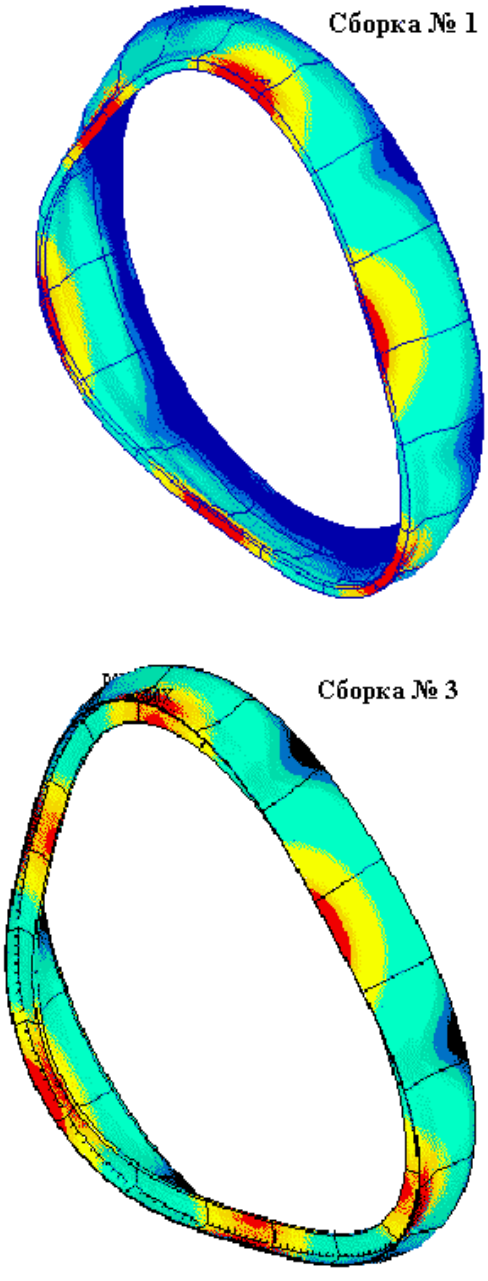


Рис. 10. Формы колебаний роторных колец щеточного уплотнения двигателя Д-27

Конструкция роторного кольца из сборки 3 (рис. 7) с одним высоким буртом под местом контакта со щеточным уплотнением такова, что зазор при колебаниях роторных и статорных колец стабилизирован, под местом контакта со щеточным уплотнением конструктивно организована узловая окружность. Наличие узловой окружности препятствует возникновению явления подсоса газа из КОУ в полость над роторным кольцом при колебаниях роторного кольца.

Изменённая конструкция статорного кольца уплотнения уменьшает массу газа в полости над роторным кольцом уплотнения и делает конструкцию более жёсткой.

Работоспособность конструкции щеточного уплотнения обеспечивается применением ротора ТВВ с кольцом, имеющим один высокий бурт под местом контакта со щетками и статором, в котором кольцо крепления щеточного уплотнения опирается на корпус (рис. 7).

В настоящее время продолжаются работы по дальнейшему обеспечению работоспособности и повышению эффективности щеточных уплотнений.

Литература

1. Скубачевский Г.С. Конструкция и расчет деталей газотурбинных двигателей: Уч. пособ.- М.: Машиностроение, 1981.- 550 с.

2. 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.-1994.- № 106360.- 23 p.

3. Steinetz B.M., Hendricks R.C. Engin Seal Technology Reguirements to Meet NASA’s Advanced Subsonic Technology Program Goals // AIAA-94-2698,Indianapolis, 1994.- 11 p

Поступила в редакцию 18.05.03

Рецензенты: Гл. констр. Г.Р. Крицын, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье; д-р. техн. наук. профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.431

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС

В.А. Жуков, канд. техн. наук, доц., зав. каф.

А.Е. Ратнов, аспирант каф. технологии машиностроения и ДВС

Тутаевского филиала Рыбинской государственной авиационной технологической академии,

г. Тутаев, Россия

Общая постановка задачи и ее связь с научно-практическими задачами. В жидкостных системах охлаждения поршневых и комбинированных двигателей в качестве теплоносителя используются специально подготовленная вода и растворы этиленгликоля типа «Тосол» различных марок.

Интенсивность теплоотвода, плотность тепловых потоков и теплонапряженное состояние охлаждаемых деталей существенно зависят от состава охлаждающей жидкости и ее теплофизических свойств. Тепловое и теплонапряженное состояния двигателей оказывают определяющее влияние на их ресурс и экономичность. От этих показателей зависит режим смазки и угар масла, интенсивность изнашивания в сопряжении втулка цилиндра - поршневая группа, ресурс клапанов, образование трещин в крышках и втулках цилиндров, донышках, интенсивность эрозионно-коррозионых разрушений омываемых водой поверхностей втулок и блоков цилиндров и накипеобразование в зарубашечном пространстве.

Для обеспечения эксплуатационной надежности двигателей необходимо учитывать влияние состава теплоносителя на термические напряжения в деталях.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Исследования альтернативных жидкостей [1], таких как дизельное топливо, масло М10$Г_2$, метиловый спирт, фреон-12, антифризы А-40 и А-65, ртуть, натрий, сплав 75% калия и 25% натрия, показало, что вода по своим теплогидравлическим характеристикам превосходит все остальные жидкости. Применение некоторых из исследованных теплоносителей сопряжено также со значительными трудностями или недопустимо с точки зрения экологии. Это позволяет утверждать, что в обозримом будущем вода останется основным теплоносителем систем охлаждения благодаря своим уникальным свойствам, которые могут быть усовершенствованы путем введения присадок. Наиболее перспективными являются присадки химического типа, введение которых в небольших концентрациях в охлаждающую воду позволяют предотвратить накипеобразование, ингибировать кавитационно-коррозионные разрушения. Необходимо отметить, что в состав современных многофункциональных присадок входят поверхностно - активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры, способные существенно изменить теплофизические свойства воды [2] за счет изменения структуры потока и характеристик пограничного слоя жидкости.

Цель исследований. Целью исследований является оценка влияния присадок к охлаждающей жидкости на теплонапряженное состояние деталей ДВС.

Результаты исследований. На первом этапе исследований проводились испытания охлаждающих жидкостей, представляющих собой водные растворы поверхностно-активных веществ (ПАВ) и высокополимеров. Присадки способны как увеличить, так и уменьшать коэффициент теплоотдачи в жидкость в зависимости от характера теплообмена и скорости течения теплоносителя. Уменьшения коэффициента теплоотдачи к перераспределению составляющих те-

плового баланса двигателя, уменьшению доли теплоты, отводимой охлаждающей жидкостью, уменьшению удельного эффективного расхода топлива [3]. Для оценки теплового состояния цилиндровой втулки двигателя 2Ч 10,5/13 (Ne = 18,5 кВт, n=1500 мин$^{-1}$) проводилось ее термометрирование, при этом использовались хромель-копелевые термопары. Надежность современных двигателей в значительной степени определяется уровнем механической напряженности и уровнем механической напряженности и уровнем теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы. По механическим напряжениям данные детали обладают достаточным запасом прочности. Уровень теплонапряженности двигателей в процессе эксплуатации может превышать предельно-допустимые нормы. Это приводит к выходу из строя деталей цилиндропоршневой группы, поэтому оценка теплонапряженного состояния деталей этой группы является необходимым условием обеспечивающим эксплуатационную надежность двигателей.

Ведущие двигателестроительные фирмы «МАН», «Бурмейстер и Вайн», «Доксфорд» используют для оценки теплонапряженности собственные критерии, которые могут быть применены только к двигателям близким по конструкции и сходным по параметрам рабочего процесса. Более универсальным является параметр предложенный в работах [4, 5]. Недостатком этих критериев является то, что они не учитывают влияние теплофизических свойств охлаждающих жидкостей на теплонапряженность. Поэтому при выполнении расчетов в данной работе в качестве критерия выбрано температурное напряжение втулок цилиндров [6], прямо пропорциональное изменению перепада температур. Величина термических напряжений рассчитывается по формуле

$$\sigma = \frac{(\alpha_T E \Delta T)}{2(1-\mu)}, \qquad (1)$$

где α_T - коэффициент линейного расширения, К$^{-1}$;

E - модуль упругости, кПа;

ΔT - перепад температур по толщине стенки, К;

μ - коэффициент Пуассона.

Перепад температур на установившемся тепловом режиме пропорционален толщине стенки:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \frac{q\delta}{\lambda}, \qquad (2)$$

где T_1, T_2 - температуры соответственно внутренней и наружной поверхностей стенки, К;

q - удельный тепловой поток в охлаждающую среду, кВт/м^2;

λ - коэффициент теплопроводности металла, кВт/(м·К.);

δ - толщина стенки, м.

Тогда выражение для расчета напряжений имеет вид

$$\sigma_T = \pm \frac{(\alpha_T E q \delta)}{2\lambda(1-\mu)}. \qquad (3)$$

Таким образом, температурные напряжения пропорциональны толщине стенки и удельному тепловому потоку, который в свою очередь определяется теплофизическими свойствами охлаждающей жидкости.

Изменение интенсивности подвода теплоты к стенкам камеры сгорания на протяжении цикла вызывает колебания температур, происходящие в сравнительно небольшой поверхностной зоне, а в основном массиве стенки температурное поле практически постоянно. Это дает основание заменить нестационарный процесс теплопередачи квазистационарным. При установившемся тепловом режиме двигателя удельный тепловой поток, передаваемый любой из форм теплообмена остается постоянным, т.е. выполняется равенство:

$$q = q_г q_\lambda = q_{охл}, \qquad (4)$$

где $q_г$ - удельный тепловой поток от газов к стенке, кВт/м^2;

q_λ - тепловой поток передаваемый через стенку теплопроводностью, кВт/м^2;

$q_{охл}$ - удельный тепловой поток от стенки к охлаждающей жидкости, кВт/м^2.

Удельный тепловой поток от гильзы цилиндров к охлаждающей жидкости определяется по формуле:

$$q_{охл} = \alpha_{охл}(T_2 - T_{охл}), \qquad (5)$$

где T_2 - температура наружной поверхности цилиндровой втулки, которую приближенно можно считать равной среднему значению температур в точках замеров:

$$T_2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_i}{n}, \qquad (6)$$

$T_{охл}$ - температура охлаждающей жидкости, определяется как среднее арифметическое значение температур жидкости на входе $T_{вх}$ в двигатель и выходе $T_{вых}$ из него, т.е.

$$T_{охл} = 0{,}5(T_{вх} + T_{вых}). \qquad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле В.Г. Розенблита, приведенной в работе [7]

$$\alpha_{охл} = \frac{C_A W^{0,41} W_{виб}^{0,23}}{\left(\rho^{0,32} \cdot d_{экв}^{0,36}\right)}, \qquad (8)$$

где C_A - коэффициент, зависящий от условий закрепления гильзы цилиндра, для двигателя 2Ч 10,5/13 $C_A = 61{,}5$;

W - скорость потока охлаждающей жидкости, для двигателя 2Ч 10,5/13 W = 0,6 ÷ 0,8 м/с;

$W_{виб}$ - амплитудная скорость вибрации гильзы, м/с;

ρ - плотность жидкости, кг/м^3;

$d_{экв} = (d_2 - d_1)$ - эквивалентный диаметр кольцевой щели, м;

d_2 - внутренний диаметр рубашки охлаждения;

d_1 - наружный диаметр гильзы цилиндров.

Амплитудную скорость вибрации рекомендуется вычислять по экспериментально установленной зависимости [9]:

$$W_{виб} = 8{,}34 \cdot 10^{-10}\left(\frac{2n}{\tau}\right)^3 + 7{,}25 \cdot 10^{-6} \times \times\left(\frac{2m}{\tau}\right)^2 - 1{,}385 \cdot 10^{3}\left(\frac{2n}{\tau}\right) + 54 \cdot 10^{-2}, \qquad (9)$$

где τ - коэффициент тактности, для четырехтактного дизеля 2Ч 10,5/13 $\tau = 4$;

n - обороты коленчатого вала, с$^{-1}$, для двигателя 2Ч 10,5/13 n = 25 с$^{-1}$

Экспериментальные данные, полученные в работе [2], показывают, что в условиях теплообмена, характерных для за рубашечного пространства двигателя 2Ч 10,5/13 , коэффициент теплоотдачи в жидкость, содержащую поверхностно-активное вещество равен:

$$\alpha_{ПАВ} = (1{,}09 \div 1{,}19)\alpha_{охл}, \qquad (10)$$

а в жидкость, содержащую водо-растворимый полимер полиакриламид:

$$\alpha_{ПАА} = (0{,}94 \div 0{,}83)\alpha_{охл}. \qquad (11)$$

Результаты оценки теплонапряженности гильзы цилиндров двигателя 2Ч 10,5/13 изготовленной из серого чугуна СЧ30, имеющего следующие физико-механические характеристики [8]:

λ = 50 Вт/мК; E = 1,4 x 10^5 МПа; μ = 0,3%; $\alpha_T = 1{,}1 \times 10^{-5} K^{-1}$

представлены в таблице.

Суммарное напряжение в гильзе σ_Σ определяется растягивающим напряжением $\sigma_{раст}$, возникающим под действием давления газов в цилиндре, и термическим напряжением σ_T

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{раст} \pm \sigma_T. \qquad (12)$$

Давление газов в цилиндре на долевых нагрузках существенно меньше давления, соответствующего номинальной мощности, поэтому повышение термических напряжений при применении присадок не приводит к увеличению суммарных напряжений σ_Σ выше допустимого значения для серого чугуна СЧ30, $[\sigma_\Sigma]$ = (100...130) МПа [9].

Выводы. Применение присадок, содержащих водорастворимые полимеры такие, как полиакриламида, позволяет не только снижать удельный эффективный расход топлива, но и уменьшать до 10% на номинальном режиме температурные напряжения в деталях цилиндропоршневой группы. В случаях применения присадок на основе поверхностно-активных веществ следует проводить дополнительный проверочный расчет на теплонапряженность, т.к. ПАВ интенсифицируют теплоотвод от гильзы цилиндров, что сопровождается увеличением удельного теплового потока и ростом теплонапряженности деталей.

Таблица

Результаты расчета теплонапряженности гильзы цилиндров двигателя 2ч ^{10,5}/13 при номинальной мощности

Охлаждающая жидкость	Температура охлаждающей жидкости $T_{охл}$	Средняя температура наружной поверхности гильзы цилиндров T_2,К	Коэффициент теплоотдачи α, кВт/(мК)	Удельный тепловой поток q, кВт/м^2	Температурное напряжение σ_T, МПа
Вода без присадок	343	385	24,5	102,90	22,63
Вода, содержащая присадку Ливтехнин (0,1% ПАВ)	343	382	29,15	113,69	25,01
Вода содержащая 0,05% ПАА	343	389	20,34	93,56	20,58

Литература

1. Липатов В.Е., Кузнецов Ю.Н., Маслов В.А. Сравнение теплогидравлической эффективности теплоносителей применительно к высокотемпературным системам охлаждения // Двигателестроение.- 1989.- № 4.- С. 49 - 51.

2. Безюков О.К., Жуков В.А., Ларин В.А. Экспериментальные исследования теплообмена в жидкости, содержащей добавки высокополимеров и поверхностно-активных веществ // Инженерно-физический журнал.- 1993.- Т. 64, № 1.- С. 34 - 38.

3. Жуков В.А. Повышение надежности и экономичности судовых дизелей совершенствованием свойств охлаждающих жидкостей. Автореф. ... к.т.н., СПб.- 1993.- 21 с.

4. Еченко Н.Х., Дашков С.Н., Костин А.К. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей / Под ред. С.Н.Дашкова.- Л.:Наука, 1969.- 247 с.

5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие.- Л.: Машиностроение, 1979.- 222 с.

6. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов.- М.: Транспорт, 1990.- 368 с.

7. Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. Двигатели внутреннего сгорания:. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 372 с.

8. ГОСТ 1412 - 85. Серый чугун. Технические требования.

9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.– М.: Высш. шк., 2002.- 496 с.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.

УДК 621.452.001.57:681.54

ВЫБОР АЛГОРИТМОВ МОНИТОРИНГА ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛЕЙ НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ ДЛЯ УЧЕТА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.В. Олейник, канд. техн. наук, доцент, Н.А. Шимановская, аспирант,

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

В настоящее время системы диагностики авиационных газотурбинных двигателей оснащаются системами учета выработки ресурса основных деталей. В состав таких систем входят алгоритмы мониторинга (непрерывного расчета по штатно регистрируемым параметрам двигателя) температуры в критических точках деталей на установившихся и неустановившихся режимах работы двигателя.

В работе [1] предложено для мониторинга температурного состояния деталей создавать специальные алгоритмы, названные там диагностическими моделями, которые упрощенно описывают влияние на тепловое состояние деталей наиболее значимых факторов. Для достижения необходимой точности предложено предварительно проводить идентификацию таких моделей по конечно-элементным моделям верхнего уровня, учитывающим с предельной точностью, достижимой при проведении проектно-конструкторских работ, влияние максимального числа влияющих факторов. Обоснованию допустимого уровня погрешностей алгоритмов посвящена работа [2]. Данные о погрешностях некоторых моделей приведены в [3, 4]. В данной работе рассматривается более широкий круг моделей.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ погрешности различных алгоритмов мониторинга температуры в критических точках основных деталей трехвального ТРДД, в частности, диска турбины высокого давления (ТВД) и находящегося с ним в тепловом контакте вала компрессора высокого давления (КВД).

На первом этапе математические модели температурного состояния, входящие в состав алгоритмов мониторинга, идентифицировались по ограниченному числу расчетов температуры на описываемых далее моделях верхнего уровня. На втором этапе находилось максимальное значение погрешности алгоритмов мониторинга относительно модели верхнего уровня на всех возможных режимах работы двигателя.

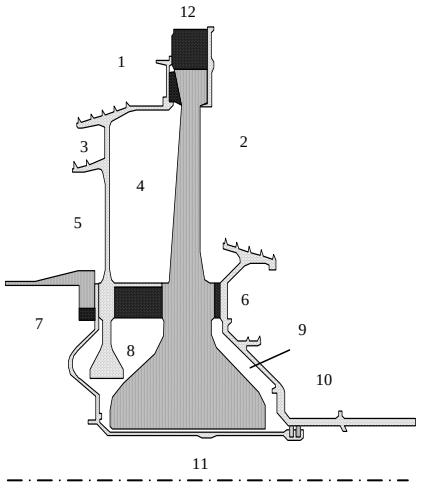


Рис. 1. Турбина высокого давления:
1...12 – участки задания граничных условий;
– сплошные – несплошные участки

Модель верхнего уровня представляла собой осесимметричную конечно-элементную модель, состоящую из модели диска ТВД, вала КНД, покрывного диска и других деталей ротора (рис. 1). Использовались четырехугольные параболические элементы. Для 12 участков поверхности по методике, изложенной в [5], были рассчитаны граничные условия теплообмена – местные значения температуры охлаждающего воздуха и коэффициентов теплоотдачи на «базовом» установившемся режиме[1].

Для других режимов и условий работы двигателя

[1] Модель и данные предоставлены ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко.

местные значения температуры воздуха T_i расссчитывались по формуле

$$T_i = T_1 + \left(\frac{T_i - T_1}{T_2 - T_1}\right)_б \cdot (T_2 - T_1), \qquad (1)$$

где T_1 и T_2 – температура на входе в двигатель и температура за компрессором высокого давления; индекс «б» отмечает значения величин на базовом режиме.

Местные значения коэффициентов теплоотдачи α_i на другие режимы пересчитывались по пропорциональной зависимости

$$\alpha_i = K_\alpha \cdot \alpha_{i_б}, \qquad (2)$$

где $K_\alpha = \left(\frac{n}{n_б}\frac{P}{P_б}\right)^{0.8}\left(\frac{T_2}{T_{2_б}}\right)^{-0.567}$;

n – частота вращения;

P – давление воздуха.

Были рассмотрены алгоритмы мониторинга, рассчитывающие температуру t в критической точке детали по формуле

$$t = T_1 + \Theta(p)(T_2 - T_1), \qquad (3)$$

где Θ (p) — относительная температура, в общем случае неизвестная функция параметра, зависящего от режима работы двигателя.

Исследовалась точность пяти алгоритмов мониторинга, отличающихся подходом к заданию Θ(p).

Алгоритм Т1. Значение Θ считалось постоянным для всех режимов работы двигателя:

$$\Theta = \left(\frac{t - T_1}{T_2 - T_1}\right) = \text{const}. \qquad (4)$$

Удобство этого алгоритма заключается в том, что для идентификации Θ достаточно с помощью модели верхнего уровня выполнить всего один расчет температурного поля, например на базовом режиме.

Алгоритм Т2.1. предполагает существование зависимости Θ от режима работы двигателя:

$$\Theta = f_I(K_\alpha). \qquad (5)$$

Идентификация зависимости (5) заключалась в нахождении степени и коэффициентов полинома, описывающих регрессию результатов расчетов Θ по моделям верхнего уровня при изменении K_α в диапазоне от 0 до 1.1. При этом значения температуры среды соответствовали условиям базового режима: $T_1 = T_{1\,б}$, $T_2 = T_{2\,б}$.

Алгоритм Т2.2. Аналогичная предыдущей зависимость

$$\Theta = f_{II}(K_\alpha) \qquad (6)$$

находилась как уравнение регрессии результатов расчетов Θ по модели верхнего уровня при значениях T_1, T_2 и K_α, соответствующих основным режимам и условиям работы двигателя. При идентификации зависимости (6) возникает необходимость в использовании газодинамической модели двигателя, определяющей n, P, T_2 и другие параметры на различных режимах.

Алгоритм Т3.1. Предполагается существование зависимости

$$\Theta = f_{III}(K_\alpha / K_\lambda), \qquad (7)$$

где $K_\lambda = \frac{\lambda(\tilde{t})}{\lambda(\tilde{t}_б)}$ – параметр, характеризующий отличие коэффициента теплопроводности материала детали λ от его значения на базовом режиме;

$\tilde{t} = T_1 + \tilde{\Theta}(T_2 - T_1)$ – характерная (для учета изменения теплопроводности) температура детали;

$\tilde{\Theta} = \frac{\tilde{t}_б - T_{1_б}}{T_{2_б} - T_{1_б}}$ – постоянное для всех режимов относительное значение характерной температуры;

$\tilde{t}_б$ – характерная температура на базовом режиме, определяемая либо как осредненная по теплоотдаче температура воздуха

$$\tilde{t}_б = \frac{\sum \alpha_i T_i \Delta F_i}{\sum \alpha_i \Delta F_i}, \qquad (8)$$

где ΔF_i – площадь i-го участка поверхности, либо как предел

$$\tilde{t}_б = \lim_{K_\alpha \to 0} t \quad \text{при} \quad T_1 = T_{1_б};\ T_2 = T_{2_б}. \qquad (9)$$

Конкретный вид зависимости (7) находился как уравнение регрессии результатов расчетов Θ по модели верхнего уровня для условий: K_α варьируется от 0 до 1.3 при $T_1 = T_{1_б}$, $T_2 = T_{2_б}$. Подобно алгоритму **Т2.1**,

для идентификации достаточно сведений о базовом режиме двигателя.

Применение параметра K_α/K_λ в алгоритмах мониторинга температурного состояния предложено в работе [4]. Там же показано, что при выполнении условий (1) и (2) величина $\tilde{\Theta}$ не зависит от режима и условий работы двигателя и использование для ее нахождения формул (8) и (9) дает одинаковые значения.

Алгоритм Т3.2. Аналогичная предыдущей зависимость

$$\Theta = f_{IV}(K_\alpha / K_\lambda) \qquad (10)$$

находится как регрессия результатов расчетов Θ по модели верхнего уровня при значениях T_1, T_2 и K_α, соответствующих различным режимам и различным условиям работы двигателя. Подобно алгоритму **Т2.2** для проведения таких расчетов необходима многорежимная газодинамическая модель двигателя.

Для определения погрешности рассматриваемых алгоритмов по ним и по моделям верхнего уровня были рассчитаны температуры деталей на 17 установившихся режимах, отличавшихся положением ручки управления двигателем и условиями полета по высоте, скорости, температуре и давлению воздуха. Погрешность определялась как максимальное значение разности температур, полученных по алгоритму мониторинга и по модели верхнего уровня. Значения погрешностей приведены в таблице.

Результаты расчетов по модели верхнего уровня, построенные в зависимости от K_α, расслаиваются в соответствии с температурой на входе в двигатель (рис. 2). Эти же результаты, построенные в зависимости от K_α/K_λ, образуют монотонную однозначную зависимость. Последнее вызвано тем, что параметр K_α/K_λ при постоянстве формы, материала и выполнении условий (1) и (2) является критерием подобия.

Алгоритм Т1 Θ = const характеризуется погрешностью порядка 2% в значениях Θ и ~5°С в значениях температуры.

Погрешность уменьшается при использовании алгоритмов **Т2.1** и **Т2.2** типа $\Theta = f(K_\alpha)$. Результаты по алгоритму **Т2.1** оказываются смещенными в сторону меньших значений Θ для диска и в сторону больших значений - для вала. Погрешность вызвана неучетом зависимости теплопроводности от температуры, так как идентификация модели $\Theta = f_I(K_\alpha)$ проводилась при неизменных температурных условиях: $T_1 = T_{1б}$ и $T_2 = T_{2б}$.

Результаты расчетов по алгоритму **Т2.2** пересекают область результатов верхнего уровня и характеризуются меньшей погрешностью, так как используемая модель $\Theta = f_{II}(K_\alpha)$ идентифицирована при переменных по температуре граничных условиях.

Использование алгоритмов **Т3.1** и **Т3.2** с моделями $\Theta = f(K_\alpha/K_\lambda)$ в форме полинома 3-й степени уменьшает погрешность на один – два порядка, до уровня пренебрежимо малых значений – 0.04 % и 0.2°С. При

Таблица 1

Погрешность алгоритмов мониторинга температурного состояния

Алгоритм мониторинга		Исходные данные				Степень полинома аппроксимации	Погрешность	
		T_1	T_2	K_α	Кол–во МКЭ расчетов		$\Delta\Theta$, %	Δt, °С
Т1	Θ = const	базовые			1	0	2	5
Т2.1	$\Theta = f_I(K_?)$	базовые		режимные	8	6	1	3
Т2.2	$\Theta = f_{II}(K_?)$	режимные			17	2	0.5	1.5
Т3.1	$\Theta = f_{III}(K_?, K_?)$	базовые		режимные	9 (5)	3	0.04	0.2
Т3.2	$\Theta = f_{IV}(K_?, K_?)$	режимные			17 (5)	3	0.04	0.2

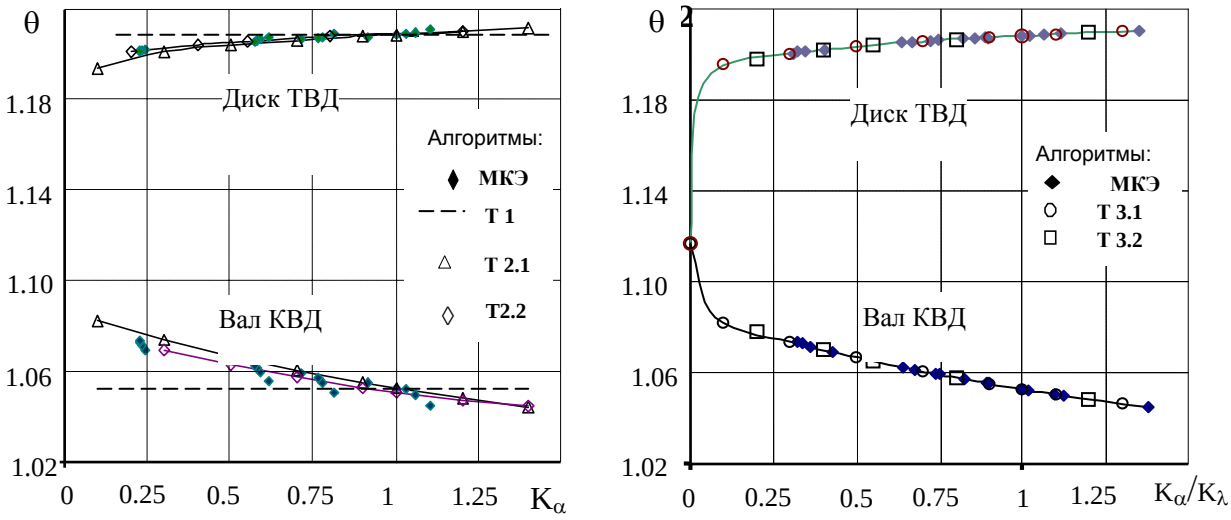


Рис. 2. Результаты расчета относительной температуры по различным алгоритмам

этом не играет роли, каким образом изменяли граничные условия при идентификации моделей, за счет варьирования значений T_1, T_2 и K_α, как в алгоритме **Т3.2** или за счет варьирования только K_α при постоянных T_1 и T_2, как в алгоритме **Т3.1**. Последнее реализуется более просто. Для идентификации такой модели достаточно 4-х значений температуры в критической точке деали, полученных по модели верхнего уровня при различных K_α. (Для определения значения $\tilde{\Theta}$, используемого в алгоритмах **Т3.1** и **Т3.2,** на модели верхнего уровня необходимо также выполнить расчет $\tilde{t}_6$ при предельно малом значении K_α).

Полученные результаты позволили рекомендовать алгоритм **Т3.1** $\Theta = f(K_\alpha / K_\lambda)$ как достаточно точный и наименее трудоемкий по объему предварительных расчетов для мониторинга температуры диска ТВД и вала КВД на установившихся режимах.

Литература

1. Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1998.- Вып. 5 (тематический).- С. 271-276, 276-280, 343-347.

2. Симбирский Д.Ф., Филяев В.А., Шереметьев А.В. Требования к точности мониторинга температурного и напряженного состояний деталей ГТД в системах учета выработки ресурса / Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2002.- Вип. 34.- С. 130-132.

3. Олейник А.В., Симбирский Д.Ф., Филяев В.А. Алгоритмы мониторинга температурного напряженного состояний деталей авиационных ГТД в системах учета выработки их ресурсов // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2002.- Вип. 30.- С. 75-79.

4. Модели температурного состояния деталей на установившихся режимах для систем учета выработки ресурса газотурбинных двигателей / А.В. Олейник, Д.В. Крикунов, Н.А. Шимановская, С.Б. Резник, Е.А. Бандурко // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2002.- Вип. 34.- С. 133-135.

5. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД.– Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1994.– 240 с.

Поступила в редакцию 5.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Ю.С. Воробьев, ИПМАШ НАНУ, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университетт им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 629.7.036:539.4

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРИ НАТЯГА ПО КОНТАКТНЫМ ГРАНЯМ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК И ОСТАТОЧНОГО РАЗВОРОТА ЛОПАТОК С УЧЕТОМ ПОЛЗУЧЕСТИ

Р.П. Придорожный, инженер-конструктор,

ГП ЗМКБ "Прогресс" им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

Проектирование газотурбинных двигателей с расчетом на высокие температуры потребовало разработки новых материалов, обладающих высоким сопротивлением статическим и динамическим нагрузкам при высоких температурах, тщательного изучения влияния повышенной температуры на физико-механические свойства материалов и разработки новых методов расчета и оценки прочности горячих деталей двигателя, учитывающих такое специфическое явление, как ползучесть.

Непосредственным следствием действия повышенных температур (1173…1373 К) является ползучесть материала, развивающаяся даже при умеренных напряжениях, которые при кратковременном деформировании вызывают лишь упругую деформацию. Сопротивление материалов ползучести может во многих случаях являться наиболее полной и удобной характеристикой их работоспособности. Развивающаяся во времени ползучесть материала приводит с течением времени к значительному перераспределению напряжений как от внешних, так и от термических нагрузок. При этом температурные напряжения, как внутренне уравновешенные, уменьшаются во всем объеме, стремясь постепенно к полному исчезновению, а напряжения от внешних нагрузок уменьшаются в наиболее нагретых объемах и по условиям равновесия возрастают в менее нагретых.

Следствием этого явления является уменьшение натяга по контактным граням бандажных полок турбинных лопаток, остаточный разворот лопаток, что в конечном итоге может привести к увеличению вибраций и преждевременному износу контактных граней бандажных полок. Поэтому целью данной работы является попытка спрогнозировать потерю натяга, величину остаточного разворота лопатки в соответствии с накопленной остаточной деформацией ползучести.

Нужно отметить, что на двигателе мы имеем дело с циклической ползучестью и изменение скорости ползучести при циклических нагревах и нагрузках зависит от частоты циклов и относительного времени действия максимальной нагрузки и температуры. В значительной мере сопротивление материалов действию циклических нагревов и нагрузок в большей степени зависит от пластических свойств материала: чем выше пластичность, тем меньше повреждающее действие циклов [1]. Данные проведенных исследований [2] процесса ползучести для материала ЖС26 в пределах исследуемого диапазона температур говорят о том, что действие повторных нагрузок не приводит к ускорению ползучести. Исходя из этого дальнейшие расчеты проводились на основании данных о процессе ползучести при стационарном нагружении.

Обычно различают три стадии ползучести: начальную стадию с уменьшающейся скоростью ползучести, последующую стадию с постоянной скоростью и конечную область с возрастающей до разрушения скоростью ползучести [31]. Поскольку работа лопаток на третьей стадии ползучести не допускается, а продолжительность первой неустановившейся стадии ползучести пренебрежимо мала по сравнению с общей продолжительностью работы конструкции, то при постоянных внешних нагрузках и температуре, начиная с некоторого момента, деформация ползучести протекает с постоянной скоростью (установившаяся стадия ползучести). В данной работе для описания процесса ползучести согласно многим исследованиям [4, 5] было использовано уравнение, описывающее скорость установившейся ползучести в зависимости от напряжений и температуры:

$$\dot{\varepsilon}_c = a \cdot \sigma^n \cdot \exp\left(-\frac{c}{T}\right),$$

где σ - напряжение;

T – температура;

a,n,c –коэффициенты, определяемые при обработке результатов испытаний.

В качестве тестового примера был проведен расчет на ползучесть стандартного образца (рис. 1), предназначенного для проведения испытаний по определению предела ползучести (согласно ГОСТ 3248-81), в трехмерной постановке с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

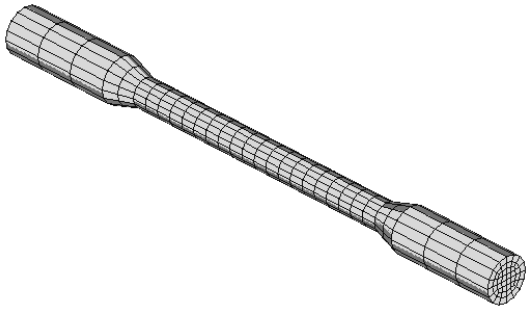


Рис. 1. Стандартный образец

Физико-механические свойства взяты из сертификата на материал ЖС-26 для $\sigma_{0.5/t}$ (где t – время испытаний). Данные расчетов и накопленная деформация ползучести представлены в табл. 1.

Расхождение между испытаниями и расчетом не превышает 3% для данного промежутка времени и температур. Данный диапазон напряжений, времени, температуры и накопленной деформации ползучести соответствует рабочему диапазону рабочей лопатки турбины низкого давления на режиме “взлет”.

Таблица 1

T,°C	t, ч	σ,МПа	Метод	ε_c
900	100	330	испытание	0,005
			расчет	0,005135
	500	260	испытание	0,005
			расчет	0,005116
1000	100	155	испытание	0,005
			расчет	0,005049
	500	95	испытание	0,005
			расчет	0,005045

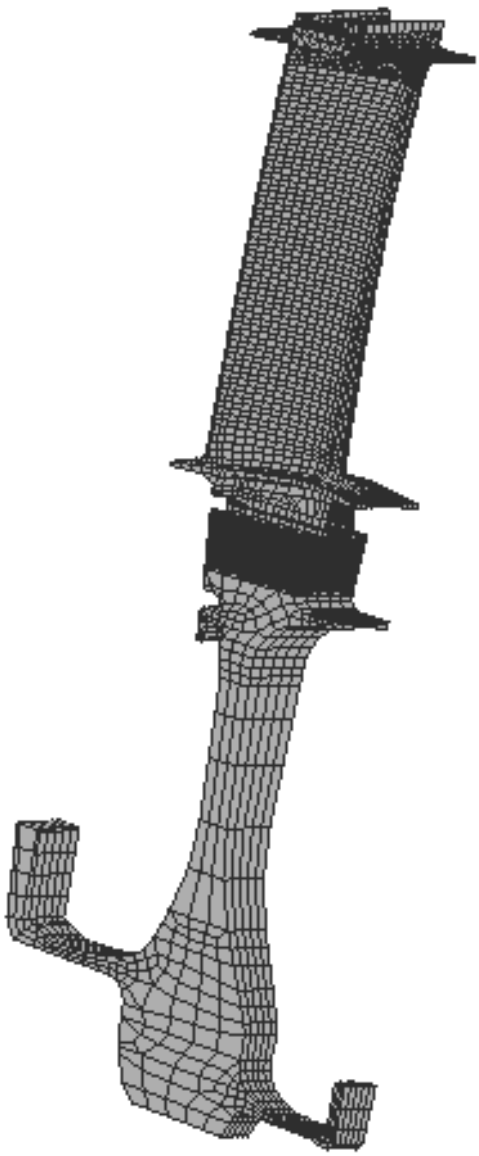


Рис. 2. Объемная конечно-элементная модель

В настоящей работе объектом исследования послужила неохлаждаемая рабочая лопатка турбины низкого давления. Трехмерная модель и МКЭ позволяют моделировать контактное взаимодействие бандажных полок между собой (с учетом предварительного натяга) и в замковом соединении, рассчитывать усилия в зонах контакта и определять напряженно-деформированное состояние (НДС) конструкции в любой момент времени. Поскольку конструкция циклосимметрична, моделировалась только одна контактная пара – трехмерная модель лопатки с сектором диска (рис. 2), а зоны контактов моделировались с помощью контактных элементов. Закрепление в осевом направлении проводилось по заднему фланцу.

Расчеты проводились с учетом распределения температур, газовых и центробежных сил. Построенная модель позволяет проводить расчеты с учетом пластичности и ползучести материала. Учитывая, что накопление деформаций ползучести происходит главным образом на взлетном режиме, расчеты проводились на режиме “взлет”.

Для того чтобы оценить влияние температуры и времени на НДС лопатки, величину натяга по контактным граням бандажных полок и величину остаточного разворота, проведены расчеты с различной температурой газа перед турбиной и на различную длительность взлетного режима.

На рис. 3 представлено распределение деформаций ползучести при температуре газа перед турбиной $T_г$=1540 К и времени t=500 ч. Из рисунка видно, что наибольшие деформации ползучести наблюдаются в районе среднего сечения, где температура лопатки максимальна.

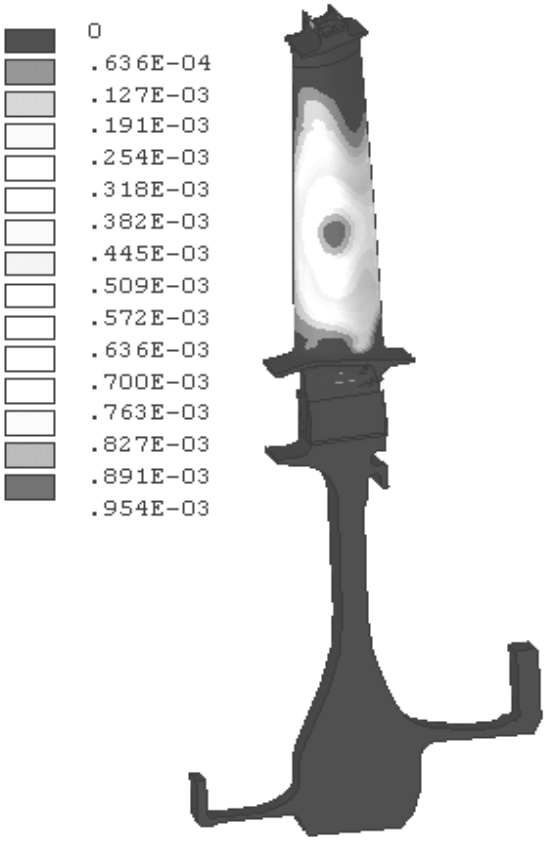


Рис. 3. Распределение деформаций ползучести

Изменение максимального значения деформации ползучести в зависимости от температуры газа и времени показано на рис. 4.

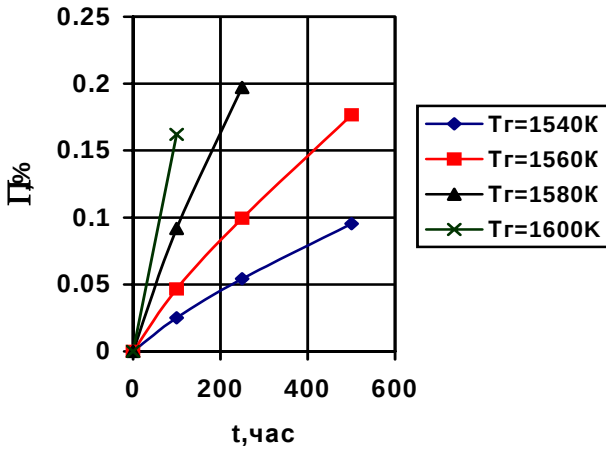


Рис. 4. Изменение максимального значения деформации ползучести в зависимости от температуры газа и времени

Увеличение температуры газа с 1540 до 1600 К приведет к увеличению скорости деформации ползучести в 6.5 раза. Аналогичным образом происходит изменение величины остаточного разворота (рис. 5).

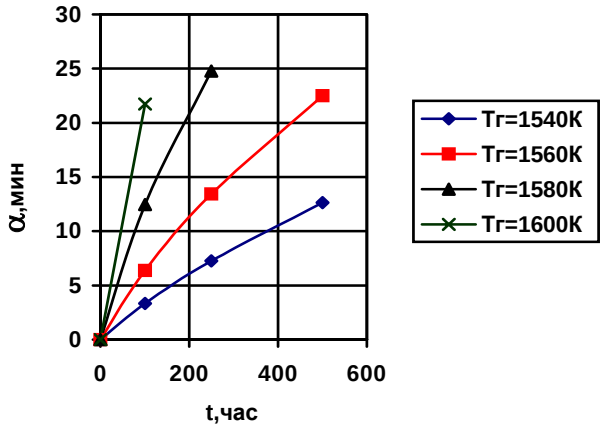


Рис. 5. Изменение величины остаточного разворота

Так, если при температуре газа 1540 К за 500 часов взлетного режима остаточный разворот достигает 12.7 минут, то при температуре газа 1600 К эта величина остаточного разворота будет достигнута за

50 часов. Характер падения натяга по контактным граням бандажных полок в результате ползучести материала представлена на рис. 6.

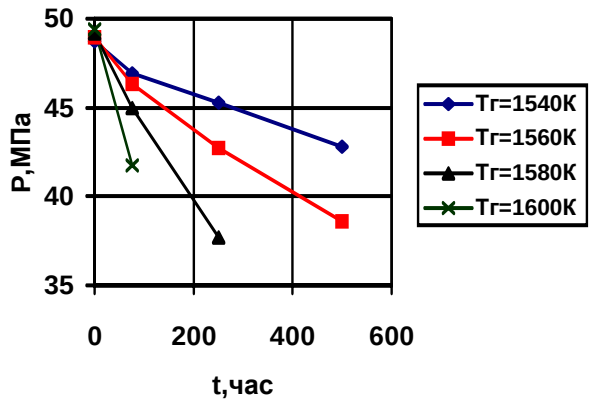


Рис. 6. Падения натяга по контактным граням бандажных полок

Как уже отмечалось, скорость падения натяга в значительной мере зависит от температуры лопатки.

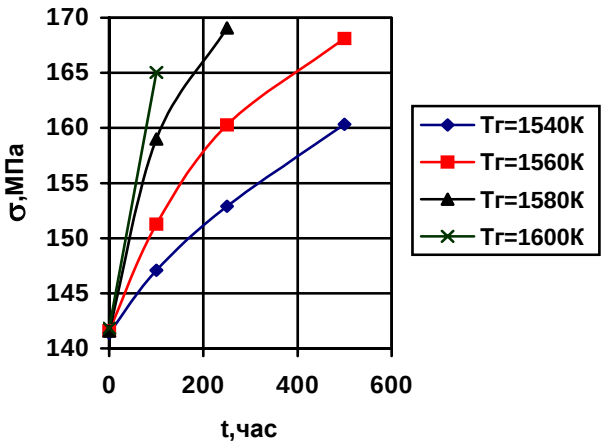


Рис. 7. Изменение напряжений на входной кромке среднего сечения

Далее представлены результаты влияния процесса ползучести материала на напряженность пера лопатки (в характерных точках) в зависимости от температуры и времени. На рис. 7, 8 показано, как изменяется уровень напряжений на входной и выходной кромке среднего сечения.

В процессе развития пластической деформации наблюдается перераспределение напряжений по сечению – на входной кромке происходит увеличение напряжений, а на выходной - уменьшение. Для корыта (рис. 9) и спинки корневого сечения характерно уменьшение напряженности.

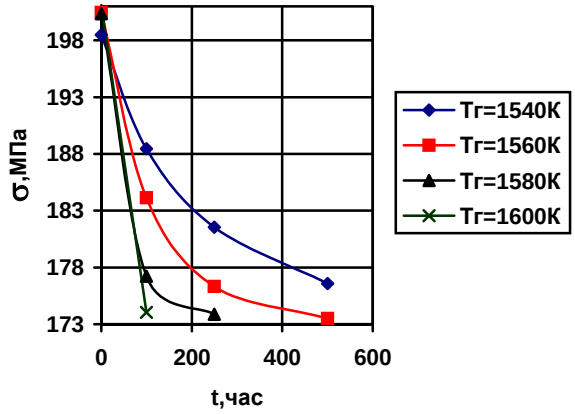


Рис. 8. Изменение напряжений на выходной кромке среднего сечения

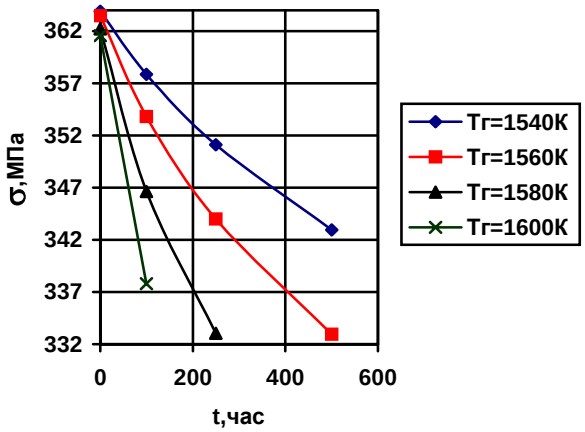


Рис. 9. Изменение напряжений на корыте корневого сечения

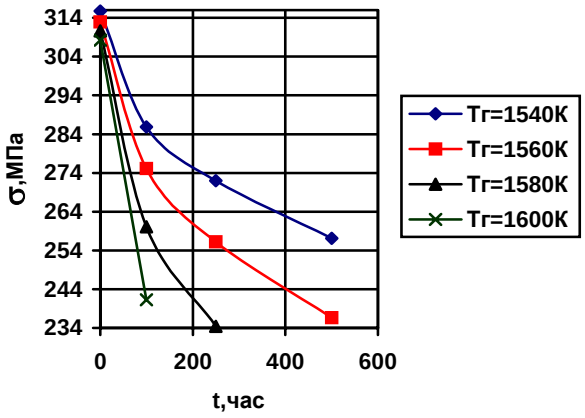


Рис. 10. Изменение напряжений на входной кромке периферийного сечения

Особенно велико влияние ползучести на входную кромку периферийного сечения (рис. 10), там происходит значительное изменение напряжений при температуре газа 1540 К, которое составляет до 23% за 500 ч взлетного режима.

Аналогично происходит изменение остаточных напряжений в лопатке. На входной кромке среднего сечения – это остаточные напряжения растяжения. А на выходной кромке среднего сечения, корыте и спинке среднего и корневого сечения, входной кромке периферийного сечения – это остаточные напряжения сжатия. Их величина в исследуемом диапазоне температур и времени в пере лопатки не превышает 50 МПа.

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Установлено, что возникновение остаточного разворота в рабочих лопатках турбины в условиях эксплуатации вызвано действием повышенных температур и высоких статических нагрузок.

2. Причиной возникновения остаточного разворота являются возникающие в процессе эксплуатации деформации ползучести.

3. Наибольшие деформации ползучести наблюдаются в районе среднего сечения, где действуют максимальные температуры.

4. Увеличение температуры газа приводит к значительному увеличению скорости деформации ползучести и как следствие увеличению значения накопленной деформации ползучести, увеличению величины остаточного разворота и падению натяга по контактным граням бандажных полок. Кроме того увеличивается область, где возникают деформации ползучести, но качественный характер распределения деформаций ползучести не изменяется.

5. Закономерности изменения максимального значения деформации ползучести, остаточного разворота, натя-га по контактным граням бандажных полок в зависимости от изменения температуры газа и времени носят аналогичный характер.

6. В рамках построенной модели показано, как возникающие в про-цессе эксплуатации деформации пол-зучести приводят к значительному перераспределению и изменению уровня напряжений в лопатке.

7. Показана возможность прогнозирования величины остаточного разворота и потери натяга по контактным граням бандажных полок в зависимости от изменения температуры газа и времени.

Литература

1. Биргер И.А, Шор Б.Ф., Демьянушко И.В. Термопрочность деталей машин.- М.: Машиностроение, 1975.– 455 с.

2. Сизова Р.Н., Демидов А.Г., Минова Н.И. Длительная прочность и ползучесть сплавов для лопаток и дисков турбин при сжатии и реверсивном нагружении.– М.: ЦИАМ, 1989.- 55 с. (Тр. ЦИАМ.- Вып. 11401).

3. Шорр Б.Ф., Дульнев Р.А. Несущая способность элементов машин, работающих при повышенных температурах.- М.: Машиностроение, 1968.– 104 с.

4. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения / В.Г. Трощенко, А.А. Лебедев, В.А. Стрижало, Г.В. Степанов, В.В. Кривенюк.– К.: Логос, 2000.– 571 с.

5. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов.- М.: Машиностроение, 1998.– 464 с.

Поступила в редакцию 22.05.03

Рецензенты: Гл. констр. Л.И. Мартыненко, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье; д-р. техн. наук. профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.436.12

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К ИССЛЕДОВАНИЯМ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЕЙ

Ю.Е. Драган, канд. техн. наук, заведующий лабораторией,
Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт
тракторных и комбайновых двигателей (ФГУП «НИКТИД»), г. Владимир, Россия

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Все более широкое распространение аккумуляторных топливных систем типа «Common Rail» в дизелях, прежде всего, легковых автомобилей и сокращение выпуска традиционных топливных систем свидетельствует о преимуществах первых перед последними системами. Это касается показателей экономичности, комфортности (уровень шума), и, особенно, содержания вредных выбросов в отработавших газах дизелей.

Экологические проблемы, связанные с автотранспортом в Российской Федерации и в странах СНГ, стоят не менее остро, чем в Европе. Разработка и внедрение отечественных аккумуляторных топливных систем при государственной поддержке Министерства промышленности, науки и технологий Российской Федерации направлены на преодоление отставания в этой области.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. История создания топливных систем типа «Common Rail» с описанием принципа действия и их устройства, а также отечественный вклад в эти разработки содержатся в книге [1]. В учебном пособии [2] описаны конструкция и работа аккумуляторной топливной системы с электронным управлением. В зарубежных источниках не раскрываются «ноу-хау», поэтому каждый шаг в ходе такой разработки связан с решением конкретных технических проблем.

Постановка задачи данного исследования. В связи со сложностью возникающих технических проблем перед разработчиками таких систем для отечественного автомобилестроения поставлена цель – разработка технологии создания аккумуляторных топливных систем для автомобильных дизелей. Реализация цели осуществляется на примере разработки отечественной аккумуляторной топливной системы для высокооборотного дизеля ЗМЗ-514.10, предназначенного для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей. Выбор такого объекта продиктован двумя обстоятельствами. Это первый отечественный дизель такого класса, активно внедряемый в производство. Кроме того, этот объект вносит жесткие ограничения на габариты агрегатов и их быстродействие, существенно усложняющие решение проблемы.

При создании аккумуляторных топливных систем дизелей типа «Common Rail» определяющее значение имеет конструкция и параметры электрогидравлических форсунок (ЭГФ), которые служат для реализации многофазного впрыскивания топлива при высоких давлениях порядка 100…150 МПа. Как показывает зарубежный опыт, такие возможности ЭГФ в сочетании с микропроцессорной системой управления топливоподачей позволяют успешно решать современные экологические проблемы автомобилей.

Возможность осуществления многофазного впрыскивания зависит от быстродействия ЭГФ. Суть проблемы заключается в исследовании влияния параметров электрических сигналов на быстродействие электромагнитного управляющего клапана (ЭМК) с одной стороны и влияния параметров ЭМК и давления в аккумуляторе на быстродействие гидравлической системы ЭГФ с другой. По результатам исследования должны быть определены зависимости цикловых подач от параметров управления ЭГФ для исходной конструкции ЭГФ, разработанной на основе гидродинамических расчетов [1]. Данная статья содержит методические подходы к решению этой локальной задачи. В конечном счете, должны быть выработаны конструктивные и технологические решения, обеспечивающие достижение поставленных целей.

Методические подходы и результаты исследований. Они охватывают две стороны: создание программных и аппаратных средств исследований, а также разработку методик их проведения.

На данном этапе работы созданы программные и аппаратные средства исследования с целью отработки агрегатов аккумуляторной топливной системы. Разработаны и отлажены программы поддержания давле-

ния в аккумуляторе, управления производительностью топливного насоса и параметрами цикловых подач в реальном времени с помощью компьютера. Разработаны конструкции, изготовлены макетные образцы, проведены функциональные испытания агрегатов, таких как электромагнитные клапаны, электрогидравлические форсунки и топливный насос высокого давления, разработаны и отлажены макетные образцы блоков системы управления электромагнитным клапаном с подсистемами форсирующего, удерживающего и размагничивающего импульсов. Как показали исследования, без функции размагничивания невозможно осуществить предварительное впрыскивание – первую фазу многофазного впрыскивания.

Особенно следует отметить разработку и изготовление емкостных датчиков перемещения якоря ЭМК и иглы распылителя с вторичными приборами преобразования сигналов датчиков. Эти конструкции не имеет аналогов у нас в стране и за рубежом.

Проведенная тарировка емкостного датчика перемещения иглы распылителя ЭГФ по специальной методике показала, что для датчика характерна нелинейность, которая при малых подъемах иглы до 0,05 мм составляет 50…70 %, а при больших подъемах свыше 0,15 мм – не превышает 20 %. Выявлено существенное влияние среды, в которой размещается датчик. В топливе зафиксировано двукратное усиление сигнала по сравнению с воздушной средой.

При разработке методики ставилась задача оценить влияние параметров управляющих высоковольтных сигналов на выходные параметры ЭМК ЭГФ, а затем их влияние на кинематические параметры иглы распылителя ЭГФ и цикловые подачи.

На рис. 1 показана типичная осциллограмма, которая иллюстрирует наличие двухфазного впрыскивания. Исследование проведено при давлении в аккумуляторе 60 МПа, при напряжениях форсирования 100 В, удержания 30 В, размагничивания 70 В. Длительности форсирующего и размагничивающего импульсов составили 0,3 мс, а удерживающего – 1 мс.

При предварительном впрыскивании максимальный подъем якоря и иглы распылителя ЭГФ не достигли своего предельного значения, характерного для основного впрыскивания. Задержку посадки якоря ЭМК после прекращения токового импульса можно сократить за счет повышения напряжения размагнитить за счет повышения напряжения размагничивания и длительности размагничивающего импульса.

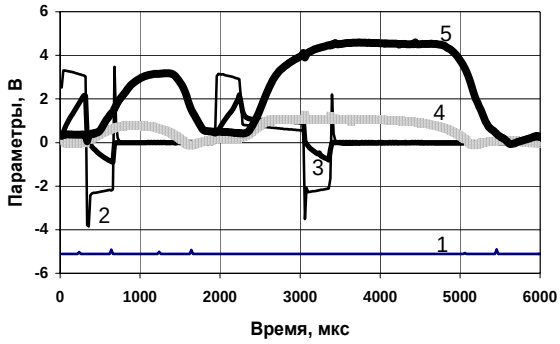


Рис. 1. Двухфазное впрыскивание при давлении в аккумуляторе (1) 60 МПа и максимальном напряжении на обмотке ЭМК (2) 100 В (3- ток, 4- якорь , 5- игла)

Рис. 2 и 3 иллюстрируют возможности управления формами графиков топливоподачи – треугольной и трапецеидальной. На рис. 2 осциллограммы приведены в исходном виде, в котором сигналы выражены в вольтах. После преобразования перемещения якоря ЭМК и иглы распылителя ЭГФ представлены в мм, а сила тока в амперах (рис. 3).

Зависимости цикловых подач от площади под графиком подъема иглы распылителя ЭГФ приведены на рис. 4. Коэффициент корреляции, равный 0.96, свидетельствует о том, что зависимости между этими параметрами носят линейный характер.

Площади под графиками перемещения якоря ЭМК и иглы распылителя выбраны как параметры, отражающие и максимальное значение этих перемещений, а также их длительности.

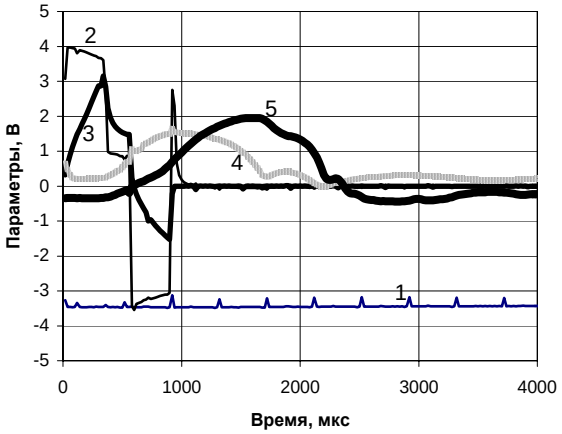


Рис. 2. Треугольный закон топливоподачи при давлении в аккумуляторе (1) 30 МПа, напряжении форсирования (2) 120 В (3- ток в обмотке ЭМК, 4- якорь, 5- игла)

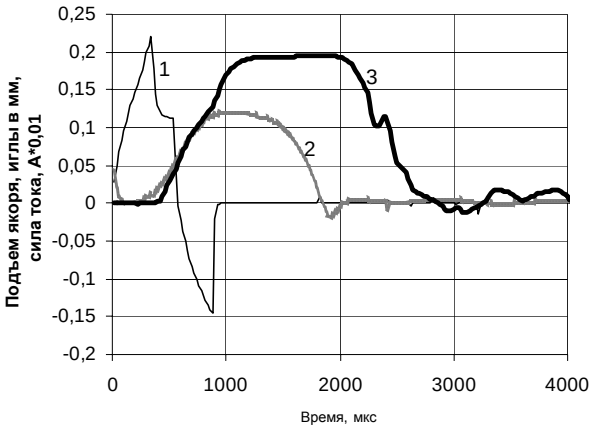


Рис. 3. Трапециидальный закон топливоподачи при давлении в аккумуляторе 80 МПа и при напряжении форсирования 100 В (1- ток, 2- якорь, 3- игла)

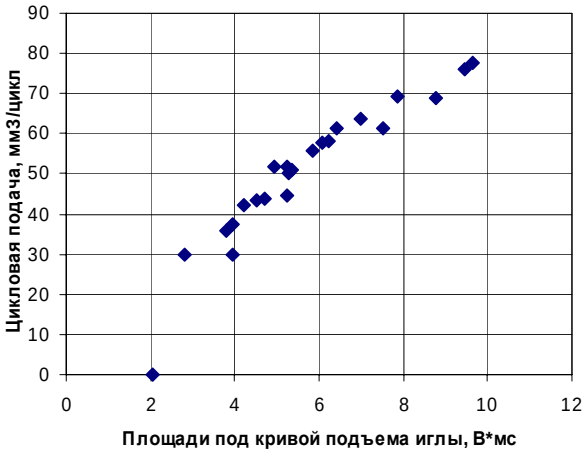


Рис. 4. Зависимости цикловых подач от площадей под кривой подъема иглы распылителя ЭГФ № 4

Наиболее полно результаты исследования отражены в таблице. Данные таблицы свидетельствуют о практически линейной зависимости цикловых подач от площади под графиком подъема иглы распылителя ЭГФ и от максимальной высоты ее подъема.

На цикловые подачи также влияют давление в аккумуляторе и значения площадей под графиком подъема якоря. В свою очередь на площадь под графиком подъема иглы оказывают влияние высота подъема иглы, давление в аккумуляторе и площадь под графиком подъема якоря, а на эту площадь – максимальный подъем якоря.

Выводы и перспективы дальнейших исследований.

1. Подтверждена эффективность методики в области таких значений цикловых подач, которые характерны для основного впрыскивания.

Таблица

Коэффициенты корреляции

Параметры	Цикловые подачи	Площадь под графиком подъема	
		иглы	якоря
Площадь под графиком подъема якоря	0,63	0,54	–
Площадь под графиком подъема иглы	0,96	–	0,54
Максимальный подъем якоря	0,1	0,01	0,78
Максимальный подъем иглы	0,91	0,94	0,4
Давление в аккумуляторе	0,6	0,7	0,02
Длительность импульса тока	0,1	0,1	0,3

2. На следующем этапе, используя разработанную методику, предстоит определить конструктивные решения и параметры управляющих сигналов, обеспечивающие получение экстремально малых цикловых подач для предварительного впрыскивания.

Литература

1. Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / Под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева.– М.: НИЦ «Инженер», 2000.- 332 с.

2. Грехов Л.В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail: Уч. пособие.- М.: МГТУ, 2000. –64 с.

Поступила в редакцию 09.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук В.Ф. Дрозденко, зав. лабораторией динамики и прочности, ФГУП «НИКТИД», г. Владимир; д-р техн. наук, проф. С.Г. Драгомиров, Владимирский государственный университет, г. Владимир, Россия.

УДК 621.671

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА С РЕСУРСОМ РАБОТЫ БОЛЕЕ 35000 ЧАСОВ

Я.Н. Иванов, канд. техн. наук, Л.Ф. Ивченко,

А.А. Стебловцев, В.Н. Шнякин, канд. техн. наук,

Государственное конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В системах авиационных и космических аппаратов широко используются герметичные электронасосные арегаты (ЭНА) с насосами низкой быстроходности ($n_s \leq 20$), рабочие колеса которых располагаются консольно на валу высокооборотного электродвигателя (n более 3000 об/мин) [1]. Разработка таких ЭНА, имеющих большой ресурс работы (более 30000 часов), является проблемной задачей. Достигнутый уровень ресурса известных ЭНА рассматриваемого класса не превышает 5000 часов. Применение двухступенчатых консольных насосов, имеющих значительно больший КПД, чем одноступенчатый на те же параметры, существенно снижает ресурс. Ресурс ЭНА ограничивается ресурсом шарикоподшипников электродвигателя. Износ подшипников приводит к увеличению радиального биения ротора, росту радиальных усилий и далее процесс разрушения подшипников развивается лавинообразно. В результате выбирается зазор между ротором электродвигателя и гильзой, разделяющей полость ротора от статора. Задевание ротора о гильзу приводит к нарушению герметичности электродвигателя и выходу из строя ЭНА.

Описание конструкции электронасосного агрегата. Разработанный в ГКБ "Южное" ЭНА представляет собой двухступенчатый центробежный насос, рабочие колеса которого расположены на конце вала электродвигателя (см. рис. 1). Для уменьшения осевых сил, действующих на опорный подшипник электродвигателя, колеса расположены симметрично ведущими дисками друг к другу. Бурты покрывных дисков, образующих щелевые уплотнения, имеют разные диаметры. Величина осевой силы F_A в насосе составляет 0,2÷0,5 кгс и направлена против потока на входе в насос. Для уравновешивания радиальных сил спиральные отводы насосов первой и второй ступени расположены со смещением по окружности на 180^o. Расчетная величина радиальной силы F_r не превышает 0,1 кгс.

В конструкции насоса применены щелевые уплотнения с графитовыми кольцами, запрессованными в корпусные детали.

Новизна конструкции защищена авторским свидетельством СССР на изобретение №1721307А1, F04Д 29/20.

Цель исследований. Целью исследований является повышение ресурса работы ЭНА путем уменьшения изгибных колебаний вала, радиальных перемещений колес и обеспечения гарантированного осевого поджатия шарикоподшипников при их износе. Это достигается тем, что колесо 5 (1-й ступени) закреплено на конце вала 2 электродвигателя, а колесо 6 (2-й ступени) на ступице колеса 5 (рис. 1). Колесо 5 установлено с упором в подшипник 3. Кольцевой буртик покрывного диска колеса 6 расположен на большем диаметре, чем аналогичный буртик колеса 5. Напротив буртиков в корпусе установлены неподвижные кольца 7 из антифрикционного материала, образующие щелевые уплотнения. При таком расположении колес уменьшается размер консоли и обеспечивается снижение изгибных колебаний. Этому же служат кольца 7, которые воспринимают радиальные нагрузки при износе подшипников. Размещение щелевых уплотнений на разных диаметрах позволяет создать гарантированную осевую силу необходимой

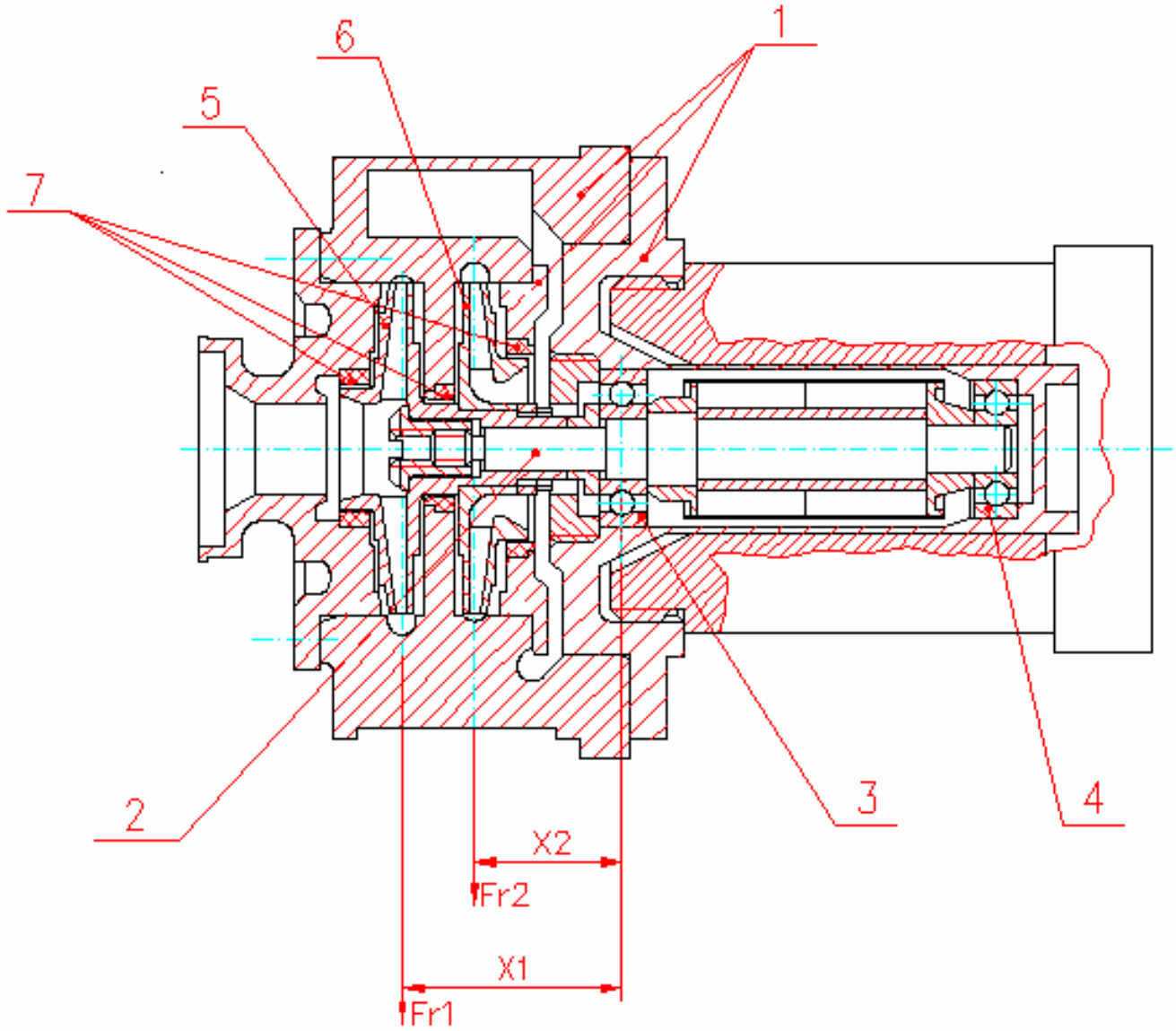


Рис.1. Электронасосный агрегат

величины, благодаря которой исключаются радиальные перемещения ротора в шарикоподшипниках при их износе, так как шарики находятся в постоянном контакте с поверхностями желобов наружной и внутренней обойм подшипника.

Антифрикционные кольца в щелевых уплотнениях ограничивают радиальные перемещения конца вала при износе шарикоподшипников и служат резервными подшипниками. Ресурс работы ЭНА увеличивается.

Результаты исследований. При вращении ротора ЭНА на конец вала 2 действуют радиальные силы неуравновешенных масс колес, которые создают изгибающий момент. Размещение одного колеса на ступице другого со стороны подшипника уменьшает консоль, обеспечивает большую жесткость вала и наименьший изгибающий момент. Изгибные колебания вала уменьшаются.

Изгибающий момент, действующий на конец вала, определяется по формуле:

$$M = F_{r1} \cdot x_1 + F_{r2} \cdot x_2 ,$$

где F_{r1} и F_{r2} – радиальная сила от неуравновешенной массы первого и второго колес;

x_1 и x_2 – плечи момента сил.

Радиальная сила от неуравновешенной массы зависит от радиуса центра тяжести колеса:

$$F_r = m \cdot R \cdot \omega^2,$$

где m – масса колеса;

R – радиус центра тяжести;

ω – частота вращения.

Радиус центра тяжести определяется радиальным перемещением колеса вследствие изгиба конца вала (R_1 и R_2), величиной радиального зазора ($\Delta У_1$) в посадке одного колеса на ступице другого колеса и величиной радиального люфта подшипника ($\Delta У_2$).

Изгибающий момент от двух колес определяется по формуле (при $m_1 \approx m_2 \approx m$):

$$M = m\omega^2[(R_1 + \Delta У_2)x_1 + (R_2 + \Delta У_1 + \Delta У_2)x_2].$$

При перемещении ротора ЭНА на величину радиального люфта подшипников существенно увеличивается радиальная сила, способствующая их износу, так как масса ротора электродвигателя велика ($m_3 >> m_1 = m_2$).

$$F_{r\Sigma} = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} = [m_1(R_1 + \Delta У_2) +$$
$$+ m_2 (R_2 + \Delta У_1 + \Delta У_2) + m_3 (R_3 + \Delta У_2)]\omega^2,$$

где F_{r3} – радиальная сила от неуравновешенной массы ротора электродвигателя;

m_3 – масса ротора электродвигателя.

Экспериментальное исследование. Основные параметры насосного агрегата следующие:

Частота вращения n, об/мин	4000 ± 30
Напор насоса ΔP, МПа	≥ 0,16
Расход Q, $см^3/с$ ($дм^3/ч$)	76,5 (275)
КПД насоса η	≥ 0,25
Температура рабочей жидкости t^o, С	5…30
Рабочая жидкость	«Лена-40», «Днепр-40»
Напряжение питания электродвигателя U, В	27
Наибольшая потребляемая мощность N, Вт	50

Ресурсные испытания ЭНА проводились на стенде, который позволял изменять режим работы и температуру рабочей жидкости. Напряжение питания электродвигателей и температура жидкости на входе в насос изменялись и поддерживались по специальной программе ресурсных испытаний в пределах 24…32 В и +5…30°С соответственно. Испытания проводились круглосуточно с регулярным фиксированием параметров в течение всего периода испытаний. Результаты ресурсных испытаний пяти ЭНА представлены ниже.

Два первых ЭНА, №1 и №2, за 18 месяцев наработали по 14250 часов и были разобраны и продефектированы.

Напор насосов не изменился, а КПД уменьшился на 1,4 ÷ 1,9%. Дефектация показала, что материальная часть насосов видимых дефектов, следов касания, истирания не имеет. Диаметральные зазоры в щелевых уплотнениях по буртам крыльчаток за время испытаний не изменились. Несколько увеличилось радиальное биение переднего бурта крыльчатки I ступени – с 0,07 до 0,11÷0,12 мм, что может свидетельствовать об износе шарикоподшипников.

Следующие два ЭНА, № 3 и № 4, проработали соответственно 33496 часов и 33450 часов и были разобраны и продефектированы. Перед остановом температура поверхности электродвигателя была замерена и составляла +56°С. Осевой люфт ротора ЭНА

№ 3 и № 4 увеличился с 0,25 мм до 1,05 и 1,25 мм соответственно. Произошло истирание торцов покрывного диска крыльчатки I ступени и торца ведущего диска крыльчатки II ступени на 0,2..0,4 мм (см. рис. 1). Величины диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях с графитовыми кольцами не изменились, на поверхностях графитовых колец нет следов износа. Произошло снижение напора до 1,21 кгс/см^2 вместо 1,45 кгс/см^2 в начале ресурсных испытаний (на 16%).

Насос № 5 проработал 44766 часов и остановился: ротор электродвигателя стал тереться о гильзу, однако герметичность не была нарушена. Осевой люфт ротора увеличился до 1,5 мм. Произошло истирание торцов крыльчаток более чем на 0,7 мм со стороны входа в крыльчатку I ступени и ведущего диска крыльчатки II ступени.

Графитовые кольца щелевых уплотнений имеют следы износа, размытые скругленные кромки. Несколько увеличился диаметральный зазор.

Проведенные испытания подтвердили эффективность реализованных в разработанной конструкции насосного агрегата мероприятий, направленных на увеличение ресурса.

Два электронасосных агрегата проработали более 14000 часов. Насосы не имели видимых дефектов, но произошло снижение КПД ЭНА (на 1,4÷1,9 %).

Увеличение осевого люфта шарикоподшипников в процессе работы свыше величины осевых зазоров (~0,5 мм) между дисками центробежных колес и стенками корпусных деталей привело к касанию и постепенному истиранию поверхностей колес и стенок корпусных деталей, уменьшению осевого усилия в шарикоподшипниках. Два ЭНА проработали более 33000 часов и несмотря на трение с износом поверхностей продолжали успешно работать до их выключения, обеспечивая требуемые параметры. Щелевые уплотнения по буртам крыльчаток, выполняя роль подшипников скольжения, ограничивали ротор от радиальных перемещений. Заметного износа поверхностей щелевых уплотнений за время работы ≥ 33000 часов не произошло.

В процессе дальнейшей работы и износа шарикоподшипников, трения дисков крыльчаток произошло дальнейшее уменьшение осевого усилия в шарикоподшипниках и потеря постоянного осевого контакта шариков и желобов колец. Постепенно увеличивалось радиальное биение ротора электродвигателя. В свою очередь, это привело к дальнейшему увеличению радиальной силы на роторе электронасоса, быстрому износу подшипников и останову.

Выводы. Проведенные исследования убедительно показали, что ресурс электронасосного агрегата можно существенно (в несколько раз) увеличить за счет следующих мероприятий:

1. Обеспечения гарантированного осевого прижатия шариков к поверхностям желобов внутреннего и наружного колец шарикоподшипников в процессе работы, в том числе и при износе подшипников.

2. Выполнения щелевых уплотнений с антифрикционными кольцами, играющих роль резервных подшипников.

3. Размещения центробежного колеса 2-ой ступени на ступице колеса I ступени, позволяющего уменьшить консоль вала и увеличить его жесткость.

Результаты исследования можно распространить и на более мощные насосы, например использовать их в химических насосах, в авиационных топливных насосах, получая значительный экономический эффект.

Литература

1. Васильев Э.А., Невелич В.В. Герметические электронасосы.- Л.:Машиностроение, 1968.- 280 с.

2. Краев М.В., Горностаев В.И., Ефремов Г.В. Проектирование и испытание малорасходных систем.- Красноярск, 1981.- 320 с.

3. Авиационные центробежные насосные агрегаты / А.С. Аринушкин, Р.Б. Абрамович, А.Ю. Полиновский, Л.Б. Лощинер, Е.А. Глозман.- М.: Машиностроение, 1967.- 158 с.

4. А. с. 1721307А1 СССР, кл. F04Д29/20 / Я.Н. Иванов, А.А. Стебловцев.

Поступила в редакцию 16.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, вед. науч. сотр. Л.В. Авласенко, ГКБ «Южное», г. Днепропетровск; зав. каф. двигателестроения профессор Л.В. Пронь, ДНУ, г. Днепропетровск.

УДК 515.2

ЗАСТОСУВАННЯ НОМОГРАФУВАННЯ ДО ГЕОМЕТРИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ОБВОДІВ ПЕРЕРІЗІВ ПОВІТРОЗАБІРНИКІВ АВІАДВИГУНІВ ПАРАБОЛО-ЕЛІПТИЧНИХ ФОРМ

М.О. Ходак, канд. техн. наук, доцент,

В.В. Ситниченко, інженер,

О.А. Вишневський, асистент,

Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

Загальна постановка проблеми та її зв'язок з науково-практичними задачами. Питанням проектування, розрахунку, геометричного моделювання (ГМ) обводів аеродинамічних поверхонь літальних апаратів (ЛА) завжди приділялась достатня увага багатьох вчених і спеціалістів у різний час. Це пов'язано з тим, що більшість важливих і значних технологічних процесів збірки в літако- і ракетобудуванні в своїх витоках виходять від геометрії аеродинамічних зовнішніх та внутрішніх обводів, проектування і відтворення яких само по собі є найбільш складним і відповідальним процесом, оскільки вміння задавати, розраховувати і відтворювати аеродинамічні обводи є основою з точки зору подальшого проектування всіх інших технологічних процесів виробництва ЛА вцілому і його окремих конструкцій.

Конструювання, аналітичний опис і розрахунок криволінійних поверхонь авіаційних форм продовжують залишатися однією з основних задач сучасної прикладної геометрії. Проте зараз на перше місце висувається проблема автоматизації процесу конструювання та розробки спеціальних комплексних комп'ютерних технологій. Це обумовлено широким упровадженням в промисловість засобів обчислювальної техніки та пристроїв з програмним управлінням, які забезпечують швидке виготовлення деталей складної криволінійної форми.

Основу сучасного проектування нових авіаційних конструкцій складають методи ГМ поверхонь ЛА та їх обводів з широким застосуванням комп'ютерних технологій та створення на їх базі систем автоматизованого проектування (САПР). Крім цього, розглянемо задачу ГМ обводу параболо-еліптичної форми повітрозабірника ГТД із застосуванням номографування, що дозволяє значно швидше і обгрунтовано проводити необхідний вибір раціональних поєднань параметрів обводу при його подальшому проектуванні та комп'ютерній візуалізації.

Огляд публікацій та аналіз невирішених проблем. У загальному вигляді обводи як внутрішніх, так і зовнішніх форм ЛА та повітрозабірників ГТД мають складні геометричні форми, але більшість з них піддаються геометричному моделюванню кривими другого порядку (КДП), а тому метод КДП в літакобудуванні знайшов широке застосування [1-6]. Але його можливості вивчені далеко не повністю, наприклад: не досліджені питання, які пов'язані із розробкою систем автоматизованого проектування (САПР) на основі КДП та інших графічних прийомів в ГМ кривих поверхонь; питання пов'язані із застосуванням комп'ютерних технологій для аналітичного всебічного їх розрахунку; не досліджені питання оптимального ГМ кривих поверхонь та інше. На сьогодні відсутні довідкові відомості про різні способи та прийоми побудови КДП і про інші прийоми графічних побудов складних поверхонь, які дають найменшу кількість команд при застосуванні системи, наприклад, AutoCAD, що має важливе значення для реалізації САПР на всіх її етапах, не досліджені питання розробки номограм та їх застосування при проектуванні та інше.

У зв'язку з цим при проектуванні силової установки літака важливе місце відводиться питанням проектування повітрозабірників авіаційних двигунів, які значною мірою впливають на його економічність,

стійку роботу, лобовий опір ЛА взагалі. При ГМ поверхонь повітрозабірників газотурбінних двигунів (ГТД) ЛА необхідно вирішувати дві задачі: задачу ГМ зовнішніх каналових поверхонь та задачу ГМ внутрішніх каналових поверхонь.

Мета досліджень. У процесі випробувань і експлуатації експериментальних зразків повітрозабірників авіаційних ГТД геометричні форми піддаються корекції та конструктивним змінам, що вимагає від методів і прийомів ГМ гнучкості та управління формою розроблюваних конструкцій, в тому числі й управління формою обводів поверхонь за наперед заданими геометричними і спеціальними умовами. Також важливе значення мають для практики ті прийоми комп'ютерного ГМ, які для створення САПР дають найменшу кількість команд згідно з критерієм мінімізації, що, в свою чергу, значно спрощують системи програмування на всіх етапах реалізації САПР.

Результати досліджень. На рис. 1 показано обвід параболо-еліптичної геометричної форми. Оскільки проектований контур обводу складної геометричної форми неможливо описати будь-якою функцією одного вигляду, то для забезпечення високої точності його ГМ і розрахунку пропонується комбінований спосіб апроксимації.

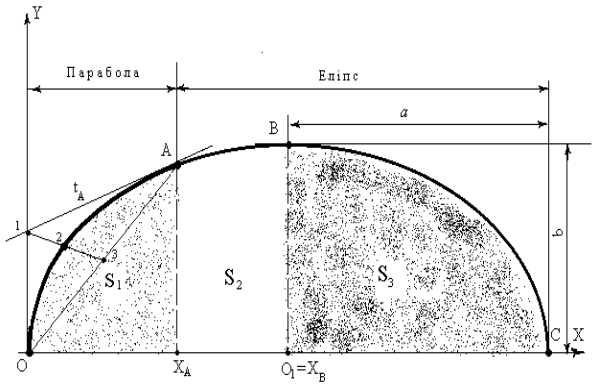


Рис. 1. Геометричне моделювання ХП внутрішнього обводу повітрозабірника параболо-еліптичної форми

Він полягає в тому, що складна крива обводу за наперед заданими геометричними параметрами розбивається на окремі ділянки (ОА, АВ, ВС), найбільш близькі до того чи іншого закону розподілу кривини профілю, що описуються комбінацією КДП, а ступінь їх випуклості та вид кривої визначаються за дискримінантом.

Окремі ділянки профілю будуються за наперед заданими геометричними параметрами відповідно до того чи іншого способу або геометричного прийому побудови з використанням AutoCAD.

У роботі [7] проведено дослідження побудови обводу даної форми, виходячи із кількості команд на побудову п'яти точок кривої, що забезпечує повну достатність для визначення КДП, що доводиться згідно з теоремою Штейнера, яка в свою чергу базується на теоремах Паскаля і Бріаншона.

Із аналізу можливих варіантів побудов обводу параболо-еліптичної форми оптимальний прийом побудови потребує загальну кількість команд 20, тобто 11 по еліпсу і 9 по параболі, а порівняно з прийомом побудови, який потребує найбільшу кількість команд, – 34 команди, тобто 18 по еліпсу і 16 по параболі, в процентному відношенні оптимальний прийом зменшує кількість команд на 41%, що підтверджує важливість наведених досліджень для подальшого складання програм і організації автоматизованого проектування.

Розглянемо задачу застосування обводів параболо-еліптичної форми до проектування характерних перерізів (ХП) прямоточних ПЗ авіаційних ГТД. При цьому важливою розрахунково-геометричною характеристикою ХП ПЗ ГТД є визначення площі його перерізу, що являє інтерес для інженерної практики, бо знання конкретних значень площ ХП необхідно для розрахунків з визначення витрати повітря, епюр полів швидкостей течій повітря в них, забезпечення стійкої роботи авіаційного ГТД.

У зв'язку з цим геометричні параметри вхідної частини каналу ПЗ визначаються необхідною витратою маси повітря через площу входу за формулою

$$F_{вх} = m_{п} / v_{вх}\rho_{вх}, \qquad (1)$$

де $F_{вх}$ – площа входу;

$m_{п}$ – секундна витрата повітря через двигун;

$v_{вх}$ – швидкість повітря на вході;

$\rho_{вх}$ – щільність повітря на вході [8].

При проектуванні дозвукових ПЗ ГТД їх параметри обираються для основного режиму польоту [8].

Площа обводу ХП ПЗ параболо-еліптичної форми, який показаний на рис. 1, може бути розрахована за формулою

$$S_{ХП} = 2(S_1 + S_2 + S_3) = \\ = 2\left(\int_0^{x_A} y_1(x)dx + \int_{x_A}^{x_B} y_2(x)dx + S_3 \right) \quad (2)$$

Для підрахунку площ за формулою (2) необхідно мати конкретні підінтегральні функції зі своїми коефіцієнтами, що відповідають апроксимованим ділянкам обводу.

Стикування окремих ділянок виконується зі збереженням похідної (дотична до обох кривих у точці стику має бути спільною) або із додержанням одного і того ж радіусу кривини в місці стику. Після встановлених значень дискримінанта d і вигляду КДП для підвищення точності ГМ обводу пропонується окремо взяті ділянки КДП перебудувати з використанням того чи іншого відомого геометричного способу або прийому їх побудови.

Відомо, якщо $d > 0{,}5$, то маємо дугу гіперболи; якщо $d = 0{,}5$ – дугу параболи; якщо $d < 0{,}5$ – дугу еліпса.

Для визначення площ згідно з формулою (2) необхідно визначити координату точки стику параболи з еліпсом x_A та аплікату центру еліпса x_B. Їх визначаємо із розв'язку системи двох рівнянь (3), що забезпечують умову виконання стикування:

$$\begin{cases} \dfrac{(x_A - x_B)^2}{a^2} + \dfrac{2px_A}{b^2} = 1; \\ \dfrac{x_A - x_B}{a^2} + \dfrac{p}{b^2} = 0. \end{cases} . \quad (3)$$

В загальному вигляді формула для визначення координати точки стику по осі абсцис (рис.1) має вигляд

$$x_A = \frac{b^4 - a^2p^2}{2b^2p}, \quad (4)$$

де a і b – розміри півосей еліпса;

p – відстань від фокуса до директриси.

Апліката центра еліпса визначається за формулою

$$x_B = \frac{p^2a^2 + b^4}{2pb^2}. \quad (5)$$

Враховуючи (2) – (5), отримаємо формули для визначення площ S_1 і S_2. Для частини площі з параболічним обводом S_1 формула має такий вигляд

$$S_1 = \sqrt{2p}\int_0^{x_A}\sqrt{x}dx = \frac{2}{3}\sqrt{2p}\left(\frac{b^4 - a^2p^2}{2b^2p}\right)^{\frac{3}{2}}, \quad (6)$$

а для частини площі з еліптичним обводом S_2 після заміни змінної та ряду алгебраїчних перетворень отримана формула вигляду

$$S_2 = \frac{b}{a}\int_{x_A}^{x_B}\sqrt{a^2 - \left(x - \frac{b^4 + a^2p^2}{2b^2p}\right)^2}dx = \\ = \frac{ab}{2}\left(\arcsin\frac{ap}{b^2} + \frac{ap}{b^4}\sqrt{b^4 - a^2p^2}\right) . \quad (7)$$

Тоді загальна площа характерного перерізу ПЗ $S_{ХП}$ з урахуванням (2), (6) і (7) дорівнюватиме:

$$S_{ХП} = ab\left(\frac{\pi}{2} + \arcsin\frac{ap}{b^2}\right) + \frac{2b^4 + p^2a^2}{3pb}\sqrt{1 - \frac{a^2p^2}{b^4}} . \quad (8)$$

З'ясуємо умови існування точки стику параболічної та еліптичної частин обводу.

Апліката точки стику параболи і еліпса та відстань від фокуса до директриси параболи p завжди додатні числа, тобто

$$\begin{cases} x_A > 0; \\ p > 0. \end{cases} . \quad (9)$$

Тому вираз формули

$$\frac{b^4 - a^2p^2}{2b^2p} > 0,$$

а отже

$$b^4 - a^2p^2 > 0. \quad (10)$$

Розв'язком нерівності (10) буде нерівність (11):

$$p < \frac{b^2}{a}. \quad (11)$$

Нерівність (11) дає змогу правильно обирати параметри a, b і p при проектуванні обводів перерізів каналових поверхонь з дотриманням умов спільної

дотичної, тобто забезпечувати перший порядок гладкості обводу.

На рис. 2 представлені номограми вибору коректних параметрів a і p при заданому постійному параметрі b, які дозволяють розв'язувати як пряму, так і зворотну задачі при моделюванні обводів, тобто обирати проміжні значення параметрів функції S = f(a, b, p) при різних варіантах їх поєднань.

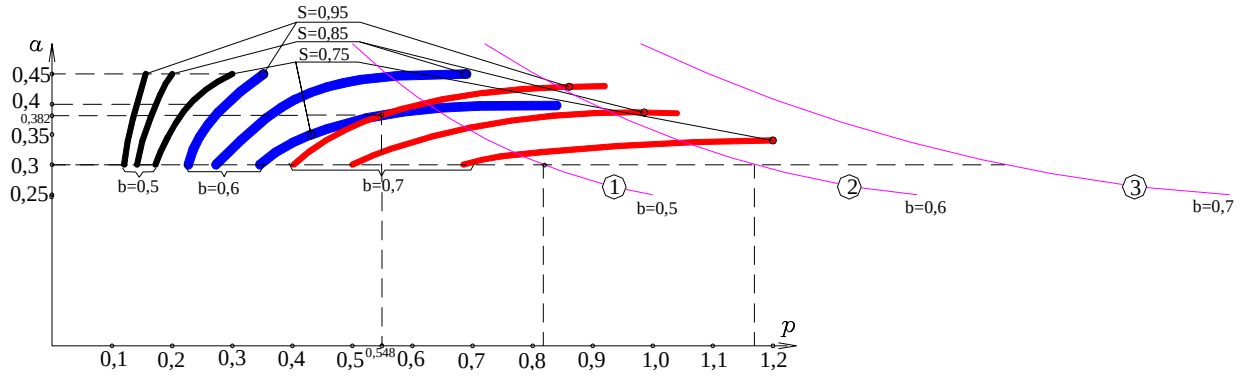


Рис. 2. Номограми вибору коректних значень параметрів обводу параболо-еліптичної форми і його площі

Ключ № 1 до номограми:

Візьмемо конкретне значення параметра еліпса a = 0,3. Для визначення коректного параметра параболи p проведемо горизонтальну лінію (показано пунктиром), яка перетинає криві номограми 1, 2, 3. З точок перетину опускаємо перпендикуляри на вісь p і знаходимо граничні значення параболи p відповідні для заданого параметру b. Наприклад, для b = 0,5 параметр p повинен бути менше, ніж 0,82. Цю ж закономірність підтверджує формула (11).

Ключ № 2 до номограми:

Проведемо горизонтальну пряму через a = 0,4, яка перетне номограмні криві в точках, які відповідають декільком відповідним значенням p. Користувач даної номограми може обрати те значення p, яке більше відповідає конструктивним особливостям обводів каналових поверхонь, наприклад, виходячи від площі обводу.

Слід також відмітити особливу точку з координатами (0,548; 0,382). Ця точка є точкою перетину двох номограмних кривих, які характеризують різні за формою обводи при за данні двох однакових параметрів, тобто при постійних значеннях a = 0,382 і p = 0,548. Отримаємо обводи площами S = 0,75 і S = 0,95 при значеннях b = 0,6 і b = 0,7 відповідно.

Для зручності проектування повітрозабірників пропонується ввести параметр m, який пов'язаний з великою віссю еліпса залежністю

$$m = a + X_B. \qquad (12)$$

Тоді на вході маємо a, b, m, a потрібно знайти p і X_A, де

$$m = a + X_1 = \frac{2apb^2 + b^4 + p^2a^2}{2pb^2}; \qquad (13)$$

$$a^2p^2 + 2b^2(a - m)p + b^4 = 0; \qquad (14)$$

$$p = \frac{b^2}{a^2}\left(m - a \pm \sqrt{m(m - 2a)}\right). \qquad (15)$$

Для існування дійсних значень p треба, щоб

$$m(m - 2a) \geq 0,$$

але m>0, тому $m \geq 2a$.

Запишемо результат розв'язання рівняння (12) у такому вигляді:

$$p = \frac{b^2}{a}\left(\frac{m}{a} - 1 \pm \sqrt{\frac{m}{a}\left(\frac{m}{a} - 2\right)}\right) \qquad (16)$$

Знайдемо, при яких значеннях параметрів a, b, m параметр p задовольняє умові y

$$p < \frac{b^2}{a},$$

тобто вираз

$$\frac{m}{a}-1\pm\sqrt{\frac{m}{a}\left(\frac{m}{a}-2\right)}<1. \qquad (17)$$

Для розв'язування нерівності (17) зробимо заміну

$$\frac{m}{a}=t. \qquad (18)$$

Після заміни маємо $t\pm\sqrt{t(t-2)}<2$.

Розв'язком нерівності $t+\sqrt{t(t-2)}<2$

є множина $\left(-\infty;\frac{a}{2}\right)$,яка не задовольняє умову $m\geq 2a$. Розв'язком нерівності $t-\sqrt{t(t-2)}<2$ є множина $(2a;+\infty)$. З урахуванням умови $m\geq 2a$ маємо $m>2a$.

Тоді для зручності проектування ПЗ ГТД потрібно спочатку задати параметри a, b, m і за формулою (16) знайти p, а далі визначити X_A за формулою (4).

Висновки. Основним результатом даної роботи слід вважати можливість вибору поєднаних необхідних параметрів при проектуванні ПЗ ГТД літаків, обчислення їх площ в характерних перерізах. Також важливим для конструктора є те, що вдалося накласти обмеження на параметри, котрі відкривають шлях до комп'ютерної обробки даних і подальшої візуалізації процесу моделювання. При цьому використання номограм розширює можливості наочного представлення результатів проектування, спрощує процес проектування і вибір раціональних поєднань параметрів, тобто вперше представлено спосіб розрахунків за допомогою номограмних залежностей із врахуванням граничних умов, які виділяють коректні параметри, що забезпечують гладкість проектованого обводу першого порядку.

Перспективи подальших досліджень. Наведене ГМ дозволяє на сучасному рівні автоматизувати процес моделювання обводів із застосуванням сучасних комп'ютерних технологій, забезпечуючи наочність моделювання обводів, управління їх формою за наперед заданими умовами, а розроблене математичне забезпечення дає всі підстави для розробки автоматизованого візуального моделювання даних обводів.

Література

1. Осипов В.А. К вопросу параметризации плоских обводов.- М.: МИРЭА, 1970.-Вып. 12.- 27 с. (Тр. МИРЭА).

2. Осипов В.А., Иванова Ж.Г., Фадина А.П. Проектирование, расчёт и исследование замкнутых плоских обводов типа «шпангоут»: Сб. науч. тр. «Кибернетика графики и прикладная геометрия поверхностей».- М.: МАИ, 1970.- С. 9-17. (Тр. МАИ).

3. Котов И.И., Утишев Е.Г. Обвод кривых с общими кривизнами: Темат. сб. науч. тр.- М.: МАИ, 1977.- Вып. 414.- С. 170-201.

4. Фирсов В.А. Воспроизведение обводов самолёта в системе автоматизированного проектирования.– М.: МАИ, 1978.- 28 с.

5. Якунин В.И. Способы оптимального управления формой обвода, представленного универсальной степенной функцией (УСФ): Сб. науч. тр. // Прикладная геом. и инж. граф.- К., 1981.- С. 59-64.

6. Денискин Ю.И., Якунин В.И. Задание обводов летательных аппаратов полиномом Безье: Сб. науч. тр. // Геометрическое моделирование в авиационном и аэродромном проектировании.- К.: КИИГА, 1993.- С. 28-31.

7. Ходак М.О., Ситниченко В.В Вибір оптимальної комп'ютерної візуалізації при геометричному моделюванні обводів складних форм характерних перерізів повітрозабірників авіаційних ГТД // Праці Таврійської державної агротехнічної академії; Прикладна геометрія та інженерна графіка.- Мелітополь, 2001.- т. 12, Вип. 4.– С. 83-89.

8. Проектирование самолётов / Под ред. С.М. Егера.– М.:Машиностроение, 1983.– 616 с.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор И.П. Белокур, зав. каф. НАУ, г. Киев; канд. техн. наук, профессор А.П. Кудрин, Генеральный директор завода 410 ГА, г. Киев.

УДК 621.923.04.14.4

ГЛУБИННОЕ ШЛИФОВАНИЕ ХВОСТОВИКОВ И БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

А.Я. Качан, д-р техн. наук, А.В. Богуслаев, канд. техн. наук, В.Ф. Мозговой, канд. техн. наук,
ОАО «Мотор Сич»,
О.В. Алексеенко, Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Обеспечение высоких показателей надежности и ресурса ГТД является актуальной задачей современного авиадвигателестроения, поскольку они в основном определяют надежность и безопасность полетов летательных аппаратов. В то же время ресурс и надежность ГТД определяется в большей степени надежностью и ресурсом рабочих лопаток турбины, которые в процессе эксплуатации испытывают значительные термодинамические нагрузки. Поэтому обеспечение высокого качества их изготовления также является важной и актуальной задачей.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Одним из методов обработки, который применяется при обработке хвостовиков и бандажных полок рабочих лопаток турбины и обеспечивает высокие требования к их качеству, является глубинное шлифование или шлифование с ползучей подачей [1, 2].

Глубинное шлифование в последнее время получило широкое распространение [3, 4]. Однако в литературных источниках отсутствует информация о систематизации и классификации схем обработки глубинного шлифования при обработке различных поверхностей рабочих лопаток турбины, что несколько сдерживает дальнейшее его широкое распространение.

Качество изготовления рабочих лопаток турбины из жаропрочных никелевых сплавов определяется качеством обработки их хвостовиков и бандажных полок глубинным шлифованием, которое при этом необходимо выполнять при рациональных технологических условиях и режимах обработки, определяемых, как правило, экспериментально.

Цель исследований. Целью исследований являлась систематизация, анализ и классификация технологических операций, выполняемых глубинным шлифованием при изготовлении рабочих лопаток турбины, а также экспериментальное определение параметров качества при формообразовании их хвостиков данным методом.

Результаты исследований. Систематизация и анализ технологических операций, выполняемых глубинным шлифованием, показали, что наибольшее распространение оно получило как при обработке отдельных плоских поверхностей, так и пересекающихся под различными углами, а также сложнопрофильных поверхностей (табл. 1).

Наиболее эффективно применение глубинного шлифования для формообразования сложнопрофильных поверхностей хвостовиков и бандажных полок.

Технология глубинного шлифования позволяет:

– повысить концентрацию технологических операций и за счет этого исключить отрицательное влияние технологической наследственности каждой из заменяемых операций;

– повысить точность взаимного расположения различных участков сложнопрофильных поверхностей, их формы и геометрических параметров;

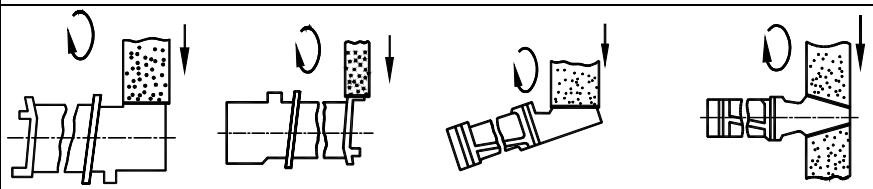
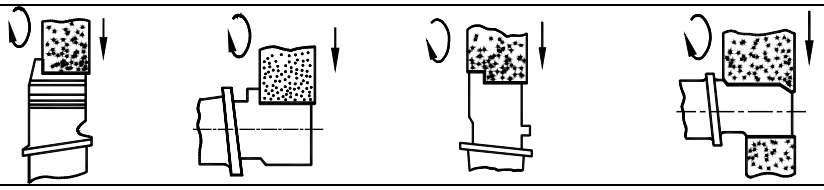
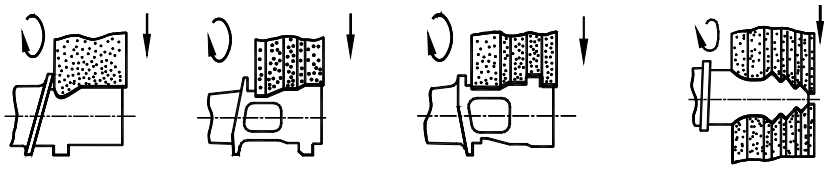
– повысить стабильность параметров качества поверхностного слоя;

– сократить трудоемкость изготовления лопаток;

– обеспечить полную автоматизацию цикла обработки.

Таблица 1

Классификация схем обработки хвостовиков и бандажных полок лопаток турбины методом глубинного шлифования

Класс	Вид обрабатываемой поверхности	Схема обработки
1	Плоскость	
2	Пересекающиеся плоские поверхности	
3	Сложно-профильные поверхности	

Результаты экспериментальных исследований глубинного шлифования подтверждают высокое значение параметров качества поверхностного слоя сложнопрофильных поверхностей хвостовиков лопаток турбины из жаропрочных сплавов с равноосной кристаллической структурой марок ЖС6К и ЖС6У-ВИ после их обработки.

Формообразование «ёлочного» профиля хвостовика проводилось высокопористыми абразивными кругами 25А10ПЗИ2912К5КØ40 и 25А16ПЗИ3312К5КØ40 соответственно с порообразующими наполнителями в виде фруктовых косточек на станках модели SS013L и ЛШ-220 с охлаждением зоны обработки синтетической жидкостью «АКВОЛ-2» (1,5%-й водный раствор) за три прохода (табл. 2, 3).

Точность обработки - по 8 … 10 квалитетам.

Шероховатость поверхностей хвостовика лопаток турбины после глубинного шлифования не превышает R_a = 0,8 … 1,2 мкм.

В поверхностном слое «ёлочного» профиля хвостовиков стабильно формируются остаточные напряжения сжатия (рис. 1).

Таблица 2

Режимы глубинного шлифования «ёлочного» профиля хвостовика лопаток турбины из сплава ЖС6К

Число проходов	Скорость круга $V_к$, м/с	Скорость детали $V_д$, мм/мин	Глубина резания t, мм	Съем при циклической правке, мм	Время выхаживания $T_{пр}$, с	Скорость правящего ролика $V_р$, м/с	Направление шлифования
I проход	25	95 … 105	1,3	0,2	1	20	попутное
II проход	25	130	0,15	0,2	3	20	попутное
III проход	27	200	0,05	–	–	–	попутное

Таблица 3

Режимы глубинного шлифования «ёлочного» профиля хвостовика лопаток турбины из сплава ЖС6У-ВИ

Число проходов	Скорость круга $V_к$, м/с	Скорость детали $V_д$, мм/мин	Глубина резания t, мм	Направлен. правки $S_{пр}$, мкм/об.кр	Скорость правящего ролика $V_р$, м/с	Направление шлифования
I проход	25	60 … 75	3,5	0,5	18	попутное
II проход	25	110 … 130	0,45	0,3	18	попутное
III проход	27	150	0,05	–	–	попутное

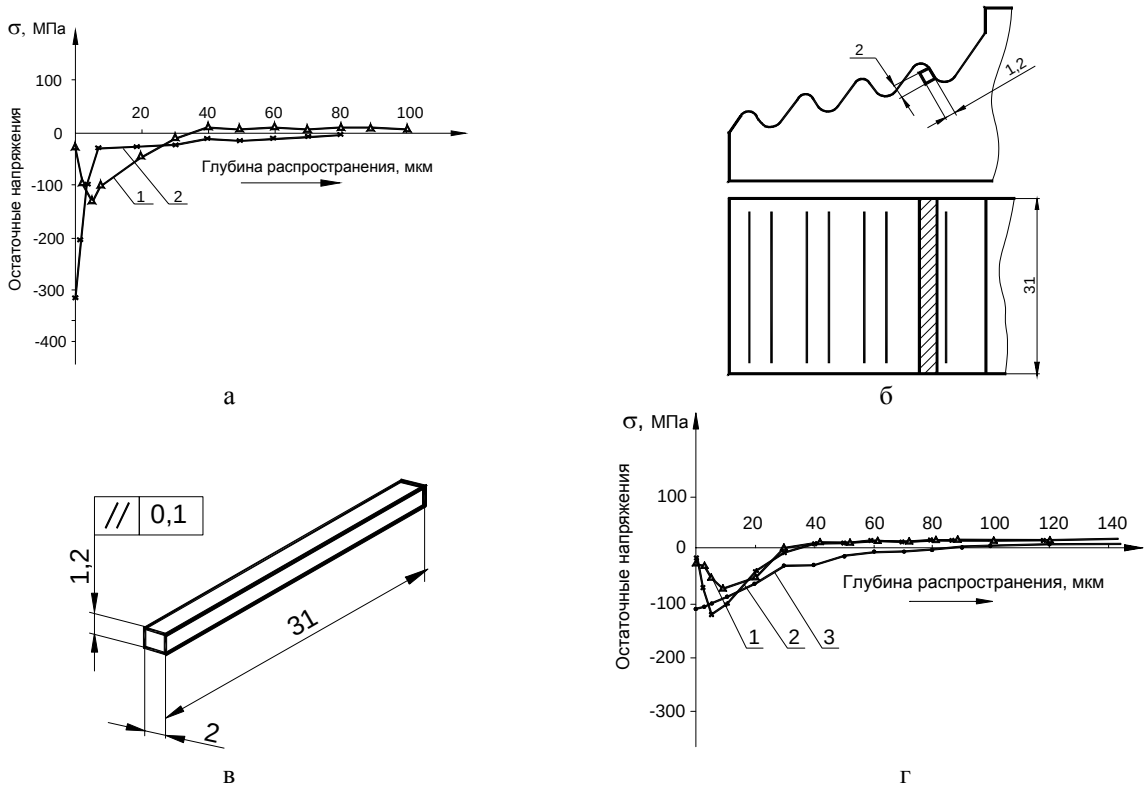


Рис. 1. Эпюры распределения остаточных напряжений в поверхностном слое «ёлочного» профиля хвостовика после глубинного шлифования:

а– материал ЖС6К, инструмент – 25А10ПЗИ2912К5КØ40, станок – модель SS013L;
б– схема вырезки образцов для исследования остаточных напряжений в поверхностном слое;
в – образец для определения остаточных напряжений;
г – материал ЖС6У – ВИ, инструмент – 25А16ПЗИ3312К5КØ40,
1, 2, 3 – обрабатываемые лопатки

Максимальная величина остаточных напряжений сжатия для материала ЖС6К находится в диапазоне от 150 до 300 МПа, а для ЖС6У-ВИ – в пределах от 75 до 125 МПа.

Глубина распространения сжимающих напряжений в поверхностном слое «ёлочного» профиля – в интервале 40 … 80 мкм.

Максимальная величина степени наклепа – 5 … 12%.

Глубина наклепанного слоя – 0,03 … 0,04 мм.

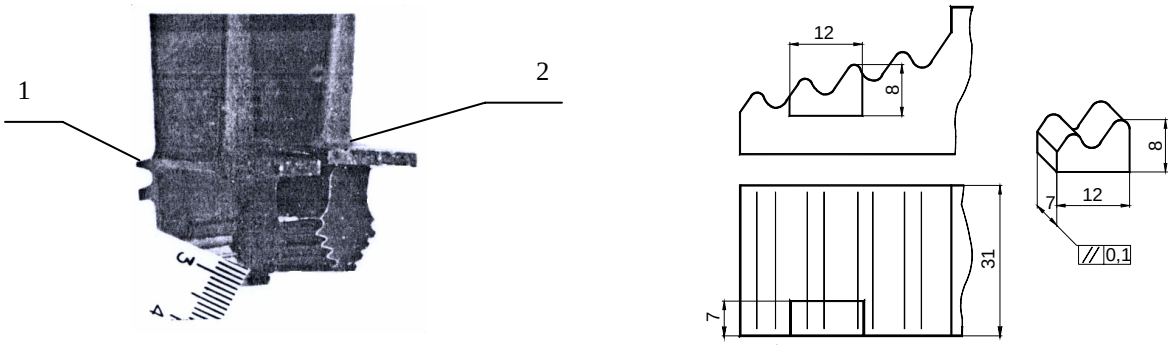
Трещины и прижоги на обработанных поверхностях профиля после глубинного шлифования не выявлены.

Трудоемкость обработки одной детали снизилась на 30 … 40% по сравнению с обработкой резанием лезвийным инструментом.

Производительность обработки повысилась в 2 … 2,5 раза.

Металлографические исследования поверхностного слоя у поверхности елочных выступов и в удаленных зонах хвостовиков лопаток турбины из сплавов ЖС6К и ЖС6У – ВИ показали, что их микроструктура стабильна и в процессе шлифования не изменяется и представляет собой твердый раствор с карбидным интерметаллидным упрочнением (рис. 2, 3).

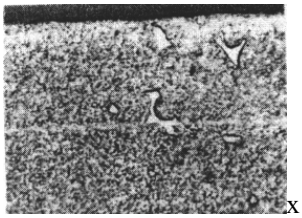
Глубинное шлифование поверхностей хвостовиков лопаток турбины по сравнению с формообразованием этих поверхностей резанием повышает предел выносливости на 4,0 … 7,0 %.



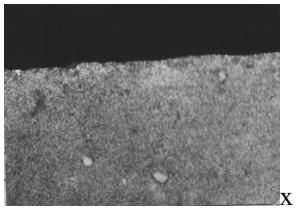
а б в

Рис. 2. Рабочие лопатки турбины 2-й ступени изд.Д-36 после глубинного шлифования «ёлочного» профиля хвостовика и схема вырезки образцов для исследования микроструктуры поверхностного слоя:

а – вид на торцы хвостовиков рабочих лопаток 1 и 2 турбин со стороны входных кромок;
б – схема вырезки образцов;
в – образец для исследования микроструктуры поверхностного слоя после глубинного шлифования



а



б

Рис. 3. Микроструктура поверхностного слоя после глубинного шлифования «ёлочного» профиля хвостовиков лопаток турбины 2-й ступени изделия Д-36:

а – лопатка 1 (рис. 2);
б – лопатка 2 (рис. 2)

Перспективы дальнейших исследований. При необходимости дополнительной стабилизации и повышения предела выносливости хвостовиков лопаток турбины после глубинного шлифования выполняют стабилизирующую термообработку с последующим поверхностным упрочнением.

Поэтому дальнейшие исследования должны быть направлены на изучение влияния технологической наследственности сочетания глубинного шлифования и различных видов финишной упрочняющей обработки на предел выносливости рабочих лопаток турбины в целях определения наиболее рационального.

Выводы. Полученные результаты позволяют более целенаправленно применять глубинное шлифование при обработке различных поверхностей конструктивных элементов рабочих лопаток турбины, а также более рационально устанавливать технологические условия и режимы обработки, обеспечивающие высокое качество при изготовлении данных деталей из жаропрочных никелевых сплавов.

Литература

1. Andrew C., Howes T.D., Pearce T.R. Greep Feed Grinding.– London; New York; Sydney: Toronto, 1985. –268 p.

2. Глубинное шлифование деталей из труднообрабатываемых материалов / С.С. Силин, В.А. Хрульков, А.В. Лобанов, И.С. Рыкунов.– М.: Машиностроение, 1984.– 64 с.

3. Кирчанов В.П., Макаров В.Ф., Доронин Ю.В. Особенности глубинного шлифования деталей из литейных жаропрочных никелевых сплавов // СТИН.– 1994.– С. 34-37.

4. Елисеев Ю.С. Глубинное шлифование в производстве лопаток турбин двигателя // Авиационная промышленность.– 2000.–№1.– С. 38-40.

Поступила в редакцию 15.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, ст. науч. сотр., вед. инж.-технолог В.М. Мигунов, ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье; д-р техн. наук, зав. каф. «Технология производства авиадвигателей», профессор А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.746.04

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПУТИ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕОРИИ ПЕРЕМЕННОЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПРИ ОТЛИВКЕ ЧУГУННЫХ ЗАГОТОВОК В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

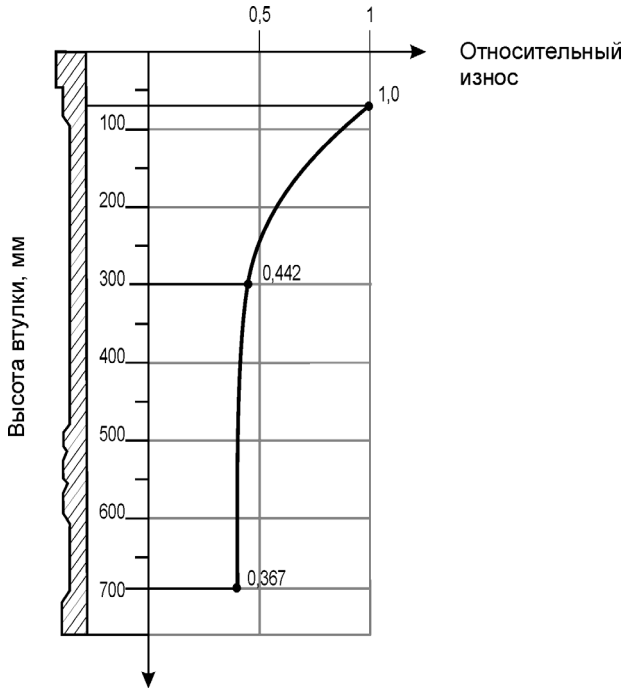
Л.П. Клименко, д-р техн. наук, О.Ф. Прищепов, канд. техн. наук,

В.И. Андреев, науч. сотр.

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы «НГГУ», г. Николаев, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Повышение надежности и долговечности машин и механизмов является одной из главных проблем современного машиностроения.

Изучение характера износа узлов трения машин и механизмов показывает, что практически невозможно найти поверхность трения, в пределах которой все внешние факторы нагружения имели бы стабильные параметры. Вследствие этого все поверхности трения в разных точках изнашиваются неравномерно. Это приводит к искажению макрогеометрии деталей, ухудшению мощностных, индикаторных и других параметров машин и механизмов, снижению эксплуатационных показателей и необходимости их ремонта или замены.



Относительный износ втулки цилиндра среднеоборотного дизеля

Примером могут служить такие детали двигателей внутреннего сгорания, как втулки или гильзы цилиндров, шейки коленчатых валов, поршни, кулачковые механизмы и другие. Наиболее ярко неравномерность износа можно проиллюстрировать при рассмотрении относительного износа втулки цилиндра по высоте (рисунок).

Неравномерный износ втулки приводит к тому, что рабочая поверхность в верхней зоне имеет конусообразную форму и поршневое кольцо с цилиндрической рабочей кромкой либо контактирует только гранью, либо перекашивается и разбивает поршневую канавку. Таким образом, возникновение неравномерного износа цилиндра вызывает повышение износа всех деталей цилиндропоршневой группы и резко снижает надежность работы двигателей.

Стремление к созданию поверхностей трения, которые изнашивались бы в процессе работы узла равномерно, - одна из актуальных задач современного машиностроения.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Обеспечение необходимой дифференцированной износостойкости рабочей поверхности деталей можно осуществить путем создания заданной переменной структуры и соответственно свойств материала в каждой точке поверхности трения [6 - 10].

Так, например, для достижения максимальной долговечности и минимальных износов втулок цилиндров и поршневых колец дизелей структура чугуна должна иметь графит пластинчатой формы, прямой либо завихренной, металлическую матрицу в виде сорбитообразного перлита, полное отсутствие

структурно-свободного феррита и включения цементита не более 5 % площади шлифа. Изменение формы и качества структурных составляющих и, в частности, дисперсности перлита, будет приводить к изменению механических свойств (твердости) чугуна и соответственно к изменению его износостойкости [1, 2, 3].

Цель исследований. Целью исследования является анализ технологических путей реализация теорий переменной износостойкости при отливке чугунных заготовок в двигателестроении в зависимости от условий литья, массогабаритных и других показателей.

Результаты исследований. Достижение поставленной цели можно осуществлять с помощью достаточно большого количества известных способов. Это различные виды термических и химико-термических обработок, лазерная обработка, нанесение покрытий и т.п.

Однако экономически выгодно формировать свойства деталей на стадии получения заготовок. В связи с чем авторы рассматривают и анализируют только варианты обеспечения заданных дифференцированных свойств поверхностей трения для чугунных деталей в процессе их отливки.

К ним можно отнести управление термодинамическими процессами формирования заготовок и изменение химического состава отливок в различных ее точках.

Управление термодинамическими процессами формирования отливки в целях получения переменной износостойкости чугунных деталей рационально проводить на стадии остывания отливки в интервале температур перлитного превращения. При охлаждении отливки до температуры на 50-80^{0}С выше точки A_3 (727°С) необходимо обеспечивать искусственно принудительное охлаждение с определенной скоростью в каждой точке для осуществления промежуточного распада аустенита и образования сорбитообразного перлита с различной дисперсностью и соответственно твердостью.

В зависимости от массогабаритных показателей отливок и способов литья предлагаются два варианта принудительного охлаждения.

Первый – создание холодильников или охлаждающих систем, которые располагаются либо в форме, либо в стержне в зависимости от того, какую поверхность заготовки необходимо упрочнять. Такой способ можно применять при отливке в песчано-глинистые формы крупных или нецилиндричных деталей, например, втулки цилиндров малооборотных двигателей внутреннего сгорания диаметром 700-1000 мм и высотой до 2000 мм. Охлаждающий змеевик заформовуется в стержень и изменением его шага можно управлять термодинамикой охлаждения отливки в каждой его точке. Разработанная методика расчета шага змеевика позволяет получать необходимую дифференцируемую износостойкость деталей. Однако такой способ отливки имеет ряд недостатков, главным из которых является сложность обеспечения надежной работы водоохлаждающей системы, а использование воздуха в качестве хладагента не обеспечивает желаемых результатов.

Второй, более простой и надежный, способ получения отливок с переменной износостойкостью – это принудительное и расчетное для определенных внутренних поверхностей охлаждение при центробежном литье. При достижении температуры охлаждающейся отливки зоны перлитных превращений в ее полость при вращающемся кокиле вводится трубка с кольцевыми отверстиями и на поверхность отливки подается вода или водо-воздушная смесь в расчетных количествах, обеспечивающая скорость охлаждения и получения необходимой структуры металлической основы чугуна. Указанный способ литья успешно применялся при отливке втулок цилиндров дизелей ЧН 25/34 и ЧН 26/34 в литейном цехе Черноморского судостроительного завода. Проведенные стендовые и эксплуатационные испытания дизелей показали повышение износостойкости втулок цилиндров примерно на 30%.

Такая же технология была внедрена на заводе им. Лепсе объединения «Киевтрактородеталь» при центробежной отливке автотракторных гильз цилиндров.

Изменение химического состава материала детали в различных ее точках, позволяющее получать неодинаковую структуру и свойства металла, по мнению авторов, - также один из реальных способов получения поверхностей трения с переменной износостойкостью. Здесь возможны несколько вариантов.

Первый – подача металла в форму с изменяющимся химическим составом по высоте отливки. Практически это можно осуществить такими путями:

1) при заливке использовать несколько ковшей с различным химсоставом и, обеспечивая последовательную и непрерывную подачу металла в литниково-питательную систему, получить желаемые результаты;

2) в процессе заливки металла в форму в струю расплава вводить лигатуру с изменяющимся химсоставом.

Второй – локальное (поверхностное) внутриформенное легирование, которое заключается в размещении на поверхности внутренней полости формы или поверхности стержня легирующих покрытий или материалов с изменяющимся химсоставом по длине.

При рассмотрении первого варианта необходимо отметить, что использование заранее подготовленного расплава нужного химсостава предоставляет больше реальных возможностей добиться желаемых результатов, так как вводимые в струю расплава лигатуры должны быть легкоплавкими, быстроусваиваемыми и маловыгораемыми. В настоящее время известно достаточно большое количество комплексно-легированных чугунов, применяемых в двигателестроении. К ним также можно отнести и авторские разработки подобных чугунов и лигатур для их получения [1, 2, 3, 4]. Исследования показали, что изменением химсостава комплексно-легированных чугунов или лигатур можно получать необходимые физико-механические свойства, в том числе и повышать износостойкость деталей.

Первый вариант, который рациональнее использовать при отливке крупных деталей, имеет и недостатки:

1) неоправданное завышенное использование дорогостоящих легирующих элементов, которые распространяются на всю массу металла и литниково-питательную системы, в то время, когда наши интересы сосредоточены только на поверхностях трения;

2) в процессе кристаллизации отливки за счет диффузионных процессов будет происходить выравнивание химсостава отливки по высоте, но это в большей степени будет наблюдаться в центральных слоях, которые затвердевают в последнюю очередь и в меньшей степени на периферии отливки.

Второй вариант устраняет недостатки первого и его можно применять для отливок с небольшими массогабаритными показателями. Для его реализации можно использовать специальные покрытия с изменяющимся химсоставом по длине, которые наносятся на элементы литейной формы и стержней и изготавливаются на основе компонентов, легко диффундирующих в тело отливки при ее кристаллизации, либо растворяются в поверхностном слое отливки. Для его реализации в полости формы можно также размещать пластины, проволоку и другие изделия, в химический состав которых входят легирующие элементы. Недостатком второго варианта является ограниченность глубины поверхностно-легированного слоя до нескольких миллиметров, что уменьшает припуск на механическую обработку. Поэтому данный способ легирования требует точных методов отливки, например, использования комбинированного кокиля или стержня с композиционной облицовкой [5].

Перспективы дальнейших исследований. Дальнейшие исследования необходимо направить на отработку технологических параметров литья для

получения поверхностей заготовок с различным химическим составом по длине.

Выводы. Проведенный анализ технологических путей реализации теории переменной износостойкости при отливке чугунных заготовок в двигателестроении позволяет выбрать оптимальный способ получения деталей с дифференцированной износостойкостью на рабочей поверхности в зависимости от условий литья, массогабаритных и других показателей.

Литература

1. Медведев М.А., Клименко Л.П. Исследование свойств комплексно-легированного чугуна // Пути повышения качества продукции литейного производства.– К.: ИПЛ, 1981.– С. 148-149.
2. А.с. 773115 СССР, МКИ С22С 35/00. Лигатура для чугуна / Л.П. Клименко, М.А. Медведев, В.А. Барвинок, Ю.В. Данилов, О.С. Кинжалов, В.Е. Корытный (СССР).- № 2680698/22-02; Заявлено 25.10.1978; Опубл. 1980, Бюл. № 39.
3. А.с. 1109459 СССР МКИ С22С 37/08. Чугун / Л.П. Клименко, М.А. Медведев, Ю.В. Данилов, О.С. Кинжалов, А.П. Лозенко, В.Е. Корытный, О.Ф. Прищепов (СССР).- № 3538986/22-02; Заявлено 11.01.1983; Опубл. 23.08.1984, Бюл. № 31.– 2 с.
4. А.с. 1076481 СССР, МКИ С22С 35/00. Лигатура для высокопрочного чугуна: / Л.П. Клименко, М.А. Медведев, Ю.В. Данилов, О.С. Кинжалов, В.Е. Корытный, О.Ф. Прищепов (СССР).- № 3521926/22-02; Заявлено 13.12.1982; Опубл. 28.02.1984, Бюл. № 86.
5. Клименко Л.П., Андреев В.И., Хачатуров Э.Б. Увеличение моторесурса ДВС путем совершенствования технологии кокильной отливки гильз цилиндра: Сб. науч. тр.– Николаев: УДМТУ, 1998.– С. 98-102.
6. Клименко Л.П. Повышение долговечности цилиндров ДВС на основе принципов переменной износостойкости / Под ред. В.В. Запорожца.- Николаев: Изд-во НФ НаУКМА, 2001.– 294 с.
7. Клименко Л.П., Андреев В.И. Технология центробежной отливки гильз цилиндров ДВС при серийном производстве // Триботехнология: Сб науч тр.– Николаев: НКИ, 1990.– С. 23-27.
8. Клименко Л.П., Прищепов О.Ф. Шляхи підвищення ресурсу та відновлення деталей газорозподільного механізму двигунів ВАЗ // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. Вип. 26. Двигуни та енергоустановки.– Харків:ХАІ, 2001.– С. 111-115.
9. Медведев М.А., Клименко Л.П. Исследование технологии отливки гильз цилиндров тракторных дизелей при регулировании охлаждения // повышение эффективности литейного производства и качества литых заготовок: Тез. докл. науч.-техн. конф.– Комсомольск-на-Амуре, 1981.– С. 147-149.
10. Медведев М.А., Клименко Л.П. Новая технология отливки втулок цилиндров ДВС с заданными свойствами // Двигателестроение.- 1981.- № 12.– С. 39-42.
11. Левандашев Л.О., Евдокимов В.Д. Определение прогнозируемой скорости абразивного изнашивания поршневых колец транспортных дизелей // Двигателестроение.- 1985.- № 8.– С. 7-10.

Поступила в редакцию 05.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент каф. МЭ БЖД, Ю.Г. Щербак, НГГУ, г. Николаев; канд. техн. наук, ст. науч. сотр. В.В. Георгица, НИИ технологии судового машностроения, г. Николаев.

УДК 621.785

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ВАЛОВ

В.В. Непомилуев, д-р техн. наук, профессор,

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьёва, г. Рыбинск,

Е.Е. Цедейко, аспирант

Тутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьёва, г. Тутаев, Россия

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Распределительный вал является важной частью механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания и предназначен для передачи движения от коленчатого вала двигателя к клапанам.

Необходимое в определённые моменты открытие и закрытие клапанов обусловлено профилем и высотой кулачков распределительного вала, порядок расположения которых на валу связан с порядком работы цилиндров двигателя.

Профиль кулачка должен обеспечивать плавное перемещение клапана при достаточно быстром его открытии. Закрытие должно осуществляться при умеренных скоростях посадки клапана на седло. Всё это определяется формой профиля кулачка.

Распределительный вал относится к нежёстким деталям. Одной из главных проблем, возникающих при изготовлении распределительных валов, является то, что этот вал искривляется не только в процессе обработки, но и после её завершения, т.е. вал, соответствовавший всем требованиям и прошедший технологический контроль, через определённый интервал времени деформируется. Поскольку вал в двигателе устанавливается на опоры подобное искривление вала приводит к увеличению вибраций, нагрузок на опоры, их быстрому износу и, как следствие, к снижению качества двигателя.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Основной причиной деформаций является перераспределение технологических остаточных напряжений и наследственных напряжений заготовки при удалении припусков и напряжений от температурно–силового воздействия обрабатывающего инструмента, причём, как правило, напряжения перераспределяются неравномерно.

Остаточными называют напряжения, которые существуют в материале заготовки при отсутствии воздействия внешних сил. Остаточные напряжения возникают в процессе выполнения предшествующей обработки и остаются после ее окончания.

Различают 3 вида остаточных напряжений [1]. Напряжения первого рода – макронапряжения, охватывающие области, соизмеримые с размерами детали; эти напряжения имеют ориентацию, связанную с формой детали; напряжения второго рода – микронапряжения, распространяющиеся на отдельные зёрна металла или на группу зёрен; напряжения третьего рода субмикроскопические, относящиеся к искажениям атомной решётки кристалла; ориентация их связана со структурой атомной решётки. Величина макронапряжений определяется прежде всего плотностью однородных дислокаций. Знак макронапряжений зависит от характера расположения однородных дислокаций по отношению к поверхности вала. Сжимающие макронапряжения возникают в случае преобладающего расположения у поверхности множества положительных дислокаций на параллельных плоскостях скольжения. Преобладающее расположение у поверхности отрицательных дислокаций способствует возникновению макронапряжений растяжения.

Наличие избытка дислокаций одного знака определяется не только схемой деформации, но и температурой, при которой происходит деформация, а также

составом сплава, определяющим склонность к поперечному скольжению.

По представлению физики твёрдого тела напряжения в металле или сплаве независимо от причин, их вызывающих, рассматриваются как следствие искажения кристаллической решётки. Физической моделью механизма образования технологических напряжений применительно к деталям, поверхностный слой которых деформирован в процессе механической обработки, в этом случае является атомная или дислокационная модель.

Микронапряжения – местные остаточные напряжения в микрозонах. Они возникают в поликристаллических металлах в процессе деформации больших объёмов в результате взаимодействия зёрен между собой; зёрна в металле произвольно ориентированы и отличаются строением. К микронапряжениям относят также и напряжения внутри отдельного зерна, обусловленные мозаичностью его структуры – результат взаимодействия между отдельными блоками.

Микронапряжения являются следствием неоднородности физических свойств различных компонентов поликристалла, а также стеснённых условий деформации отдельного зерна и анизотропии свойств внутри его. Основными причинами возникновения микронапряжений являются фазовые превращения, изменения температуры, анизотропия механических свойств отдельных зёрен, границы зёрен и распад зерна на фрагменты и блоки при пластической деформации.

Фазовые превращения металла (в процессе его кристаллизации и остывания, термической обработки и распада твёрдого раствора), сопряжённые с увеличением или уменьшением объёма отдельных зёрен, порождают значительные межзёренные напряжения.

Наиболее существенное влияние на точность и другие эксплуатационные свойства оказывают напряжения первого рода.

Изучению влияния остаточных напряжений на прочность деталей посвящён ряд работ [1, 2, 3], при этом одни исследователи считают, что остаточные напряжения не оказывают заметного влияния на прочность деталей, другие утверждают, что остаточные напряжения могут существенно влиять на прочностные и другие эксплуатационные характеристики, т.к. в ряде случаев они являются причиной возникновения технологических дефектов и разрушения.

Однако изучение и анализ имеющихся теоретических и экспериментальных работ показывают, что влияние остаточных напряжений на характеристики прочности металлов и их сплавов при статическом, динамическом и циклическом нагружениях в зависимости от напряжённого состояния и условий работы детали может быть существенным и несущественным. Для различных условий работы в поверхностном слое целесообразно создавать или остаточные напряжения сжатия, или остаточные напряжения растяжения. Иногда поверхностный слой вообще не должен иметь остаточных напряжений.

В большинстве случаев остаточные напряжения возникают в условиях одновременного действия различных факторов: механических, тепловых и физико-химических [4, 5].

По месту залегания остаточные напряжения делят на распространяющиеся по всему объёму детали, так называемые внутренние напряжения, и остаточные напряжения в поверхностном слое [5]. Внутренние напряжения возникают при выполнении заготовительных процессов, связанных с нагревом и охлаждением металла (литье, штамповка, сварка и т.п.). Например, при различной толщине стенок отливки, а также вследствие различия в условиях охлаждения имеет место неравномерность охлаждения отдельных частей отливки, что ведет к возникновению остаточных напряжений, которые могут появиться в результате сопротивления материала форм и стержней усадке отливки. Основные пути уменьшения остаточных напряжений в литых заготовках – совершенствование их конструктивных форм и технологические мероприятия, обеспечивающие медленное и равномерное остывание всех частей заготовки.

Цель исследований. Целью исследований является разработка системного подхода к проектированию технологического процесса, который позволял бы

проектировать технологию изготовления с учётом множества различных и постоянно изменяющихся факторов: свойств материала, используемых методов обработки, инструмента, оборудования, требований к детали, её размеров, требований по качеству поверхности, условий работы детали для обеспечения стабильности остаточных напряжений.

Результаты исследований. Известно большое количество методов по обеспечению заданного уровня остаточных напряжений [6, 7, 8]: термическая обработка, пластическое течение, импульсная обработка вибрирующим роликом или бойком, возбуждение упругих колебаний, правка деталей, воздействие переменного магнитного потока, обработка взрывом, ультразвуковая обработка, воздействие импульсного тока, вибрационная обработка и другие. Наиболее полное устранение остаточных макронапряжений достигается при нагреве до температурного интервала начала рекристаллизации, но подобный нагрев приводит к практически полному разупрочнению микропластическим деформациям. Пластическое течение также не позволяет полностью избавиться от имеющихся в детали остаточных напряжений. Так, электрогидроимпульсная обработка дает снижение остаточных напряжений на 50–60 %; воздействие импульсного тока – на 30–50 %.

Однако при изготовлении распределительных валов требуется не обеспечить какой–либо уровень остаточных напряжений, а их минимальную разность на различных участках вала.

Проблема заключается в том, что остаточные напряжения заготовок постепенно перераспределяются под влиянием периодических колебаний температуры при небольших механических воздействиях (например, при транспортировке) и успокаиваются, вызывая остаточные деформации заготовок. Значительное перераспределение внутренних напряжений происходит при снятии слоев металла, содержащих напряжения, в процессе механической (особенно черновой) обработки. При этом возникают большие по величине деформации (коробление) деталей, характер и величина такой деформации зависит от эпюры остаточных напряжений и их интенсивности перед механической обработкой [8].

Деформация распределительного вала из–за релаксации остаточных напряжений может происходить по двум причинам:

1) неравномерная релаксация остаточных напряжений;

2) релаксация остаточных напряжений, неравномерно распределенных по сечению детали.

Неравномерная релаксация возникает из–за неодинакового по объёму детали действия внешних факторов (например, температуры и нагрузки при эксплуатации, положение детали при хранении, усилия при сборке и т.д.), она приводит к искажению размеров и формы распределительного вала. В этом случае для того, чтобы вал длительно сохранял точность, необходимо, чтобы при изготовлении остаточные напряжения в поверхностном слое были минимальны. значение этой релаксации можно уменьшить, если ограничить действие упомянутых факторов. Например, транспортировка вала при его изготовлении в подвешенном вертикально состоянии обеспечивает равномерность его нагружения силами тяжести; вращение вала при его эксплуатации обеспечивает равномерность воздействия на него температурного и гравитационного полей и т.д.

Поэтому для распределительного вала более важной будет вторая причина коробления – релаксация остаточных напряжений, неравномерно распределенных по сечению детали.

Остаточные напряжения, возникающие при механической обработке, практически всегда неравномерно распределяются по объёму вала по ряду причин:

1) нестабильность силы резания и температуры в зоне резания вследствие колебания величины снимаемого припуска, физико–механических и теплофизических свойств материала (твердости, прочности, теплопроводности и т.д.) из-за разного структурно-фазового и химического состава, исходной термообработки;

2) наличие неравномерных остаточных напряжений, унаследованных от предшествующей обработки.

Обеспечение равномерности распределения остаточных напряжений по сечению вала вызывает большие затруднения. Существуют адаптивные системы управления процессом обработки с поддержанием постоянной силы резания [9] и постоянной температуры резания [8]. Выполненная В.Ф. Безъязычным и Т.Д. Кожиной работа [9] позволила решать проблему управления процессом обработки с учетом одновременного воздействия на поверхностный слой как теплоты, так и сил резания с целью обеспечения заданной точности обработки и качества поверхностного слоя (остаточных напряжений, степени и глубины наклепа, шероховатости).

Однако величина остаточных напряжений, получаемых на данной операции, зависит от большого количества факторов, многие из которых носят случайный характер, например, величина снимаемого припуска и микротвердость в различных точках обрабатываемой поверхности, остаточные напряжения, унаследованные от предшествующих этапов изготовления детали и т.д. Поэтому даже использование наиболее быстродействующих адаптивных систем управления, способных, например, реагировать на колебания величины снимаемого припуска в течение одного оборота обрабатываемой заготовки, изменяя какие–либо параметры процесса обработки для поддержания на заданном уровне получаемых остаточных напряжений, не решает полностью задачу, поскольку в заготовке могут быть неравномерные остаточные напряжения от предшествующих этапов.

Выводы. Большая часть методик по определению остаточных напряжений основана на использовании степенных зависимостей, при расчёте по которым возникает проблема стыковки отдельных участков графиков, что не позволяет использовать данные методики без доработки их.

Известные теоретические зависимости, как правило, не учитывают весь комплекс взаимозависимых величин, не изучены вопросы комплексного влияния параметров процесса резания на качество поверхностного слоя, точность обработки и эксплуатационные свойства деталей.

Многочисленные варианты выполнения операций механической обработки распределительных валов требуют нахождения общих решений вышеуказанной проблемы**.**

Системный подход как раз и позволит решить вышеуказанные проблемы. Он предусматривает широкое использование ЭВМ для управления процессом механической обработки с целью обеспечения требуемых характеристик поверхностного слоя и точности обработки. Необходимо создать математическое описание технологических процессов как объектов управления с учётом влияния различных факторов и последних достижений науки и техники.

Литература

1. Технологические остаточные напряжения / Под ред. А.В. Подзея.- М.: Машиностроение, 1973.– 216 с.
2. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов.– М.: Машгиз, 1962.– 250 с.
3. Макклинток Ф., Аргон А. Деформация и разрушение металлов.– М.: Мир, 1970.– 444 с.
4. Абрамов В.В. Остаточные напряжения и деформации в металлах.– М.: Машгиз, 1963.– 400 с.
5. Биргер И.А. Остаточные напряжения.– М.: Машгиз, 1963.– 232 с.
6. Головин Г.Ф. Остаточные напряжения и деформации при поверхностной высокочастотной закалке.– М.–Л.: Машгиз, 1962.– 104 с.
7. Иващенко И.А. Проектирование технологических процессов производства двигателей летательных аппаратов.– М.: Машиностроение, 1981.– 224 с.
8. Борздыка А.М., Гецов Л.Б. Релаксация напряжений в металлах и сплавах.– М.: Металлургия, 1972.– 304 с.
9. Безъязычный В.Ф., Кожина Т.Д. Оптимизация технологических условий механической обработки деталей авиационных двигателей.– Рыбинск: РГАТА, 1993.– 222 с.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, Главный конструктор, доцент А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.

УДК 620.178.38

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОВЕРХНОСТНОГО ДЕФОРМАЦИОННОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СПЛАВА ЭК79-ИД В УСЛОВИЯХ ТЕРМОСИЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ

Д.В. Павленко, В.К. Яценко, А.А. Филоненко, Запорожский национальный технический университет,
Э.В. Кондратюк, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

При работе газотурбинных двигателей рабочие лопатки турбины и последних ступеней высоконапорных компрессоров работают в условиях циклического нагружения и циклически изменяющегося за полетный цикл температурного режима.

Для повышения их характеристик выносливости в производстве широко применяют методы упрочнения поверхностным пластическим деформированием (ППД). В работе [1] было показано, что оптимальной, с точки зрения запаса усталостной прочности лопаток центробежного колеса компрессора, является степень наклепа поверхностного слоя 45…55%. Эффективность упрочнения поверхностным наклепом деталей из жаропрочного сплава на никелевой основе ЭК79-ИД во всем диапазоне рабочих температур сплава показана в работе [2], однако вопрос стабильности эффекта упрочнения при комплексном воздействии на упрочненную деталь механических и термических напряжений остается мало исследованным. Несмотря но то, что вопрос сопротивления усталости жаропрочных сплавов при термосиловом нагружении в настоящее время достаточно широко освещен в литературе [3, 4, и др.], аналогичные исследования в связи с деформационным упрочнением поверхностного слоя практически отсутствуют. В связи с этим исследования влияния наклепа поверхностного слоя на характеристики выносливости образцов при термосиловом нагружении являются весьма актуальными.

Целью настоящего исследования являлась оценка эффективности упрочнения поверхностным наклепом деталей из жаропрочного сплава ЭК79-ИД работающих в условиях термосилового нагружения.

Для определения характеристик выносливости проводили испытания на усталость методом "лестницы" партии образцов (12 - 15 шт.) при консольном изгибе на электродинамическом вибростенде оснащенном устройством автоматического поддержания амплитуды [5]. Для охлаждения зоны концентратора напряжений образца воздушным потоком вибростенд был дополнительно оборудован компрессором и автоматическим блоком управления режимом термоциклирования. Контроль за температурой в различных сечениях образца осуществляли с помощью приваренных к его поверхности хромель-алюмелевых термопар (рис. 1).

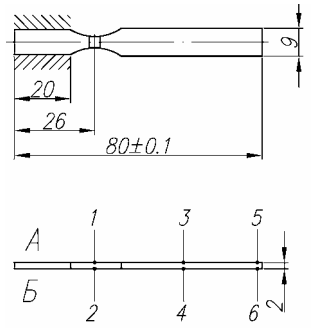


Рис. 1. Эскиз образца для испытаний на усталость и схема расположения термопар

Режим циклирования температуры задавали путем изменения времени нагрева и охлаждения концентратора напряжений образца. Испытания на усталость проводили при "мягком" режиме циклирования температуры ($200 \leftrightarrow 500^{\circ}\mathrm{C}$). Временя нагрева и охлаждения составляло 120 с.

На усталость испытывали исходные образцы и образцы, упрочненные на ультразвуковой установке стальными шариками диаметром 1,6 мм и имеющими близкую к оптимальной, с точки зрения усталостной прочности, степень поверхностного наклепа 42% [1].

Полученные методом наименьших квадратов уравнения левой ветвей кривых усталости для исходных и упрочненных образцов имеют такой вид:

– для исходных образцов

$$\sigma(N) = 443 - 154\lg(N),\ S_{\lg(N)} = 0.078$$

– для упрочненных образцов

$$\sigma(N) = 472 - 102\lg(N),\ S_{\lg(N)} = 0.092$$

Предел выносливости соответственно для исходных и упрочненных образцов составил 277 и 390 МПа. Учитывая, что основную роль в повышении выносливости образцов при ППД играют технологические остаточные напряжения в поверхностном слое, была исследована кинетика их изменения в процессе термосилового нагружения.

Исследования остаточного напряженного состояния поверхностного слоя образцов, не разрушившихся до базы испытаний ($2 \cdot 10^7$ циклов нагружения), показали (рис. 2), что характер его изменения определяется величиной остаточных напряжений до испытаний.

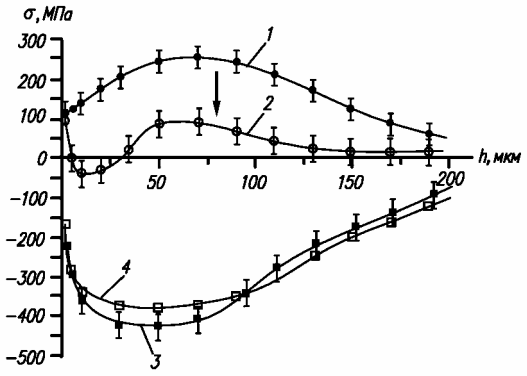


Рис. 2. Эпюры остаточных напряжений в поверхностном слое образцов:
1 – исходные, после механической обработки,
2 – то же после испытаний,
3 – образцы упрочненные на УЗУ (S=42%),
4 – то же после испытаний

Для образцов после механической обработки, в поверхностном слое которых распространялись растягивающие остаточные напряжения, наблюдалась их релаксация, которая проходила неоднородно по сечению поверхностного слоя. Величина растягивающих остаточных напряжений на поверхности находилась на том же уровне, что и для образцов до испытаний (100…110 МПа), однако на глубине 20…25 мкм наблюдалось появление сжимающих остаточных напряжений, которые с увеличением глубины переходили в растягивающие. Характер распределения сжимающих остаточных напряжений в упрочненных образцах после их испытаний оставался практически разцах после их испытаний оставался практически неизменным.

Релаксация растягивающих остаточных напряжений обусловлена их термодинамической неустойчивостью и значительным градиентом температуры от поверхности образца к сердцевине при охлаждении.

В начальный период охлаждения градиент температур по сечению образца достигал значительной величины, в результате чего поверхностные слои оказываются менее нагретыми чем сердцевина. Поверхностный слой упруго деформировался, чему препятствовала более нагретая сердцевина. В результате под поверхностью формировались сжимающие остаточные напряжения. Учитывая, что нагрев образцов осуществляли в печи сопротивления с незначительной скоростью, обратный процесс разупрочнения поверхностного слоя не проявлялся.

Термодинамическая стабильность сжимающих остаточных напряжений и дополнительное упрочнение при циклировании температуры являлись причиной того, что их величина и характер распределения по сечению поверхностного слоя в упрочненных образцах после наработки оставались практически неизменными.

В процессе испытаний на усталость при термосиловом нагружении поверхностный слой образцов подвергался воздействию циклических напряжений от изгиба, циклически изменяющейся температуры и термических напряжений, которые возникали в результате неравномерного прогрева поверхностного слоя и сердцевины образца. В результате комплексного воздействия вышеперечисленных факторов на поверхностный слой в нем могли происходить изменения не только остаточного напряженного состояния, но и характеристик микро-и субструктуры материала, которые, так же, как и остаточные макронапряжения, оказывают влияние на выносливость образцов.

Результаты рентгенодифрактометрического анализа поверхностного слоя образцов показали (табл. 1), что величина микродеформации и размера области когерентного рассеяния (определяющего размер блоков кристаллической мозаики – субзерен) изменяются в процессе циклического нагружения, а их начальное значение

зависит от наличия предварительной упрочняющей обработки. Микродеформация поверхностного слоя, определяющая скалярную плотность дислокаций, при упрочнении увеличивалась от 1 10^{-4} отн. ед. до 9,3 10^{-4} отн. ед. Одновременно с увеличением величины микродеформации происходило дробление блоков кристаллической мозаики и как следствие увеличение протяженности малоугловых границ. Малоугловые границы, являясь эффективным препятствием для подвижных дислокаций обеспечивали повышение усталостной прочности поверхностного слоя и образцов в целом.

Таблица 1

Результаты рентгенодифрактометрического анализа поверхностного слоя образцов

Состояние образца	Микродеформация <e>, ед	Размер области когерентного рассеяния D, нм
исходные до испытаний	1 10^{-4} (эталон)	200 (эталон)
исходные после испытаний	1,5 10^{-3}	18,5
упрочненные до испытаний	9,3 10^{-4}	49,2
упрочненные после испытаний	9,3 10^{-3}	33,7

В процессе испытаний под действием циклических и термических напряжений происходила дополнительная микродеформация зерен и дробление блоков мозаики, т.е. повышение прочностных свойств – тренировка материала. Наибольшее приращение микродеформации и уменьшение размеров блоков мозаики наблюдалось для исходных образцов. Полученная закономерность может быть объяснена тем, что в предварительно деформированном материале процесс генерации новых дислокаций протекает значительно медленнее, чем в исходном, начальная плотность дефектов кристаллической структуры в котором незначительна.

При макро- и микроскопическом исследовании микроструктуры поверхностного слоя образцов не было выявлено признаков, свидетельствующих о протекании в процессе испытаний явных структурных изменений, таких, как появление текстуры, рекристализованного слоя, изменения морфологии и количественного состава γ′-фазы и т.п. Микроструктура представляла собой равномерное распределение кубоидальных частиц γ′-фазы в матрице сплава.

Исследования влияния наклепа поверхностного слоя образцов из жаропрочного сплава ЭК79-ИД в условиях "мягкого" термосилового нагружения позволили установить, что деформационное упрочнение является эффективным технологическим методом повышения их несущей способности. В процессе нагружения в поверхностном слое упрочненных образцов сохраняется благоприятное остаточное напряженное состояние и субструктура материала.

Литература

1. Богуслаев В.А, Яценко В.К.. Павленко Д.В. Модель выносливости лопаток центробежного колеса компрессора // Технологические системы.– 2002.– № 5.– С. 52-55.

2. Богуслаев В.А, Яценко В.К.. Павленко Д.В. Выносливость сплава ЭК79-ИД в условиях рабочих температур // Вісник двигунобудування.– 2002.– №1.– С. 37-42.

3. Сопротивление усталости жаропрочных сплавов при комплексном термомеханическом нагружении. / В.Т. Трощенко, Б.А. Грязнов, Л.А. Заслоцкая, Ю.Б. Ямшанов.– К.: Ин-т пробл. прочности АН УССР, 1990.– 48 с.

4. Грязнов Б.А., Городецкий Е.С., Налимов Ю.С. Усталость жаропрочных сплавов и рабочих лопаток ГТД.– К.: Наук. думка, 1992.– 264 с.

5. Яценко В.К., Павленко Д.В., Филоненко А.А. Метод измерения рассеяния энергии при поперечном колебании призматических образцов. Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сб. тр. VIII междунар. науч.-техн. конф. (г. Севастополе 10-16 сентября 2001 г.): В 3-х Т.– Донецк, ДонГТУ, 2001.- Т. 3.– С. 36-41.

Поступила в редакцию 17.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.Я. Качан, ОАО «Мотор-Сич», г. Запорожье; д-р техн. наук, профессор А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.7.044

ОСОБЕННОСТИ ИМПУЛЬСНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПАТРУБКА С КОЛЬЦЕВЫМ РИФТОМ В СБОРНОЙ МАТРИЦЕ

А.Г. Нарыжный, ассистент, В.Н. Сапрыкин, канд. техн. наук, зав. кафедрой,

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

При импульсной штамповке деталей конструкции двигателя удар заготовки о матрицу порождает проблемы исследования, с одной стороны, прочности и стойкости матрицы, с другой - деформирования заготовки. Ранее [1] для цилиндрических деталей и регулярных режимов импульсного деформирования были рассмотрены особенности НДС заготовки. При штамповке рельефных деталей возникают новые особенности деформирования деталей, связанные, например, с течением материала заготовки на ребре матрицы и влиянием внешнего трения между заготовкой и матрицей.

Целью настоящего исследования является теоретический анализ в осесимметричном приближении особенностей деформирования и качества изготовления детали с рельефным элементом с помощью импульсной гидродинамической штамповки.

На рис. 1 показана структура технологической системы и даны обозначения размеров ее элементов, в том числе - составной матрицы из двух частей (заштрихованы) с технологическим поперечным разъемом и тонкостенной заготовки (выделенной серым тоном). В зоне разъема на внутренней поверхности матрицы выполнена кольцевая канавка с образующей в виде дуги окружности для формования рифта на детали. Угол между канавкой и цилиндрической поверхностью матрицы смягчен фаской. Между формующей поверхностью матрицы и заготовкой установлен кольцевой технологический зазор величиной R_1-r_2. Во избежание осевого разлета частей матрицы они удерживаются постоянными сжимающими силами F. Размеры матрицы и функция давления, действующего на заготовку, получены с помощью проектировочного расчета на прочность согласно [2], прочие размеры выбраны в соответствии с конструкцией детали.

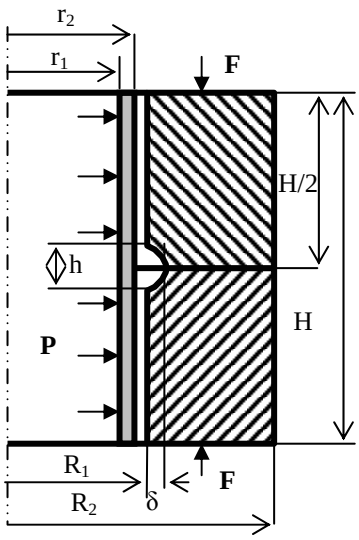


Рис. 1. Схема технологической системы

Матрица имеет высоту H=80 мм, внутренний радиус R_1 = 70 мм и наружный R_2 = 102.2 мм. Проточка имеет радиус 10 мм и глубину 9 мм.

Матрица изготовлена из стали типа 40Х, обладающей следующими характеристиками: плотностью $\rho = 7850$ кг/м^3, модулем упругости первого рода $E = 1.962 \times 10^{11}$ Па, коэффициентом Пуассона $\nu = 0.27$, пределом текучести $\sigma_T = 8.0 \cdot 10^8$ Па. Предельная кривая имеет вид

$$\sigma_i = \begin{cases} E\varepsilon, \sigma_i < \sigma_T, \\ 1.175 \cdot 10^9 \cdot \varepsilon^{0.0702}, \ \sigma_i \geq \sigma_T, \end{cases} \qquad (1)$$

где σ_i - интенсивность напряжений;

ε - интенсивность деформаций.

Заготовка с внутренним радиусом r_1 = 68 мм, толщиной Δ = 1 мм и высотой H = 80 мм изготовлена из алюминиевого сплава типа АМГ, деформирующегося по упругопластическому типу с кинематическим не-

линейным упрочнением, со следующими характеристиками $\sigma_T = 1.2 \cdot 10^8$ Па , $E = 0.7 \times 10^{11}$ Па , $\nu = 0.33$, $\rho = 2700$ кг/м^3 и предельной кривой вида

$$\sigma_i = \begin{cases} E\varepsilon, \sigma_i < \sigma_T, \\ 3 \cdot 10^8 \cdot \varepsilon^{0.145}, \ \sigma_i \geq \sigma_T \end{cases}. \qquad (2)$$

Заготовка нагружена изнутри импульсным давлением жидкости вида

$$P(t) = \begin{cases} p_0 \sin \lambda t, 0 \leq t \leq \pi / \lambda, \\ 0, t > \pi / \lambda, \end{cases} \qquad (3)$$

где $p_0 = 1.492 \times 10^8$ Па - расчетная амплитуда давления в жидкости, наполняющей заготовку, при ударе снаряда;

$\lambda = 9.28 \times 10^3$ с$^{-1}$ - расчетная постоянная времени.

Заготовка претерпевает большие пластические деформации, особенно при формировании кольцевого рифта, поэтому для заготовки использована модель НДС объемного тела (не оболочки) с учетом конечных деформаций, так же как и для матрицы. Между поверхностями заготовки и матрицы, а также частями матрицы предполагаются условия неклассического контакта, допускающие трение и непрерывность нормальной компоненты тензора напряжений при контакте и совместном движении либо раздельное независимое движение и нулевые граничные напряжения при отсутствии контакта. Ниже рассмотрены два варианта взаимодействия заготовки и матрицы - без трения и с трением (коэффициент трения равен 0.4) с длительностью 0.0001 с каждый. Силы сжатия половин матрицы образуют поле начальных напряжений, на фоне которого в дальнейшем развивается динамическое волновое НДС. С учетом формы, материальных свойств, нагружения, закрепления и связей элементов технологической системы НДС модели обладает осевой симметрией и симметрией относительно плоскости технологического разъема, что позволяет упростить процедуру решения задачи определения НДС и уменьшить область определения функций НДС. В дальнейшем задачи решаются в осесимметричной постановке для половины области, показанной на рис. 1 с дополнительными условиями на линии материальной симметрии. Для заготовки это условие скольжения, а для половины матрицы - условие симметричного контакта с жесткой стенкой.

В целом задача существенно физически (ввиду упругопластического характера деформирования и неклассического контакта элементов) и геометрически (ввиду конечности перемещений и деформаций) нелинейна, поэтому она не может быть решена аналитически. Процедура численного решения задач описана ранее [3].

На рис. 2 на фоне фрагментов заготовки (слева) и матрицы (справа), изображенных в начальный момент времени, показаны траектории точек А - З, лежащих на внешней (контактной) поверхности заготовки и определенных без учета трения между заготовкой и матрицей.

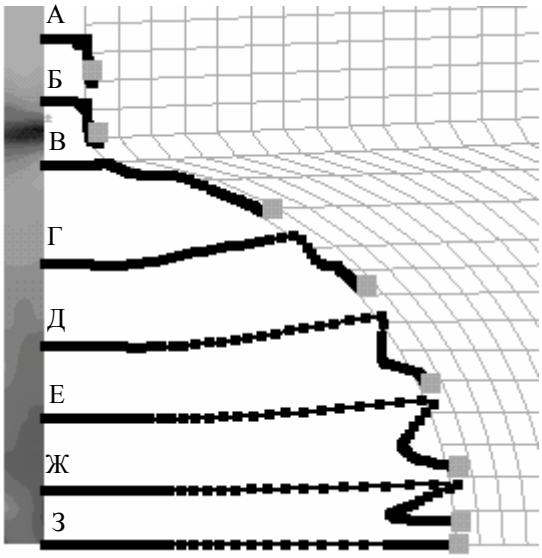


Рис. 2. Траектории движения точек заготовки при отсутствии трения

На каждой траектории можно сначала выделить участок свободного деформирования до первого соударения с матрицей, а затем участок ударно-колебательного движения. Серый квадрат - маркер, показывающий положение точки в конце периода расчета. Точки А, Б имеют практически одинаковые траектории. На первом участке движение происходит вдоль радиуса, а на втором - вдоль оси, что говорит о течении материала заготовки в сторону ребра матрицы. Траектории точек Г - Ж имеют искривленную форму на участке свободного движения, что связано с изгибом заготовки на ребре матрицы. Точка З, лежащая в

плоскости механической симметрии, имеет прямолинейную траекторию, направленную вдоль радиуса.

Заметное различие имеют вторые участки траекторий точек В - З после соударения с матрицей. На траекториях точек в порядке сверху вниз все более отчетливо виден отскок заготовки от поверхности матрицы, достигающий величины 1.8 мм для точки З.

На траектории точки В, попадающей на ребро матрицы, практически отсутствует отскок, зато движение вдоль образующей матрицы, напротив, наиболее выражено и соответствующее перемещение равно 3.6 мм. Неудивительно, что величина деформации в районе между точками Б и В достигает максимальной величины - 2.32 единицы. Разумеется, такое большое значение деформации является следствием принятой модели материала и непредусмотренного в ней разрушения заготовки при больших деформациях.

На рис. 3 показан фрагмент сеточной конфигурации системы в конечный расчетный момент времени. Между точками Б и В видно утонение заготовки вследствие интенсивного течения материала заготовки вдоль образующей матрицы. Между точками Е и З, напротив, наблюдаются накопление материала и утолщение заготовки, в результате которого жесткость заготовки на изгиб возрастает и между заготовкой и матрицей образуется зазор. Такие значительные изменения толщины заготовки являются дефектами детали. Участок заготовки между точками В и Г скользит по поверхности матрицы целиком, практически не меняя толщины.

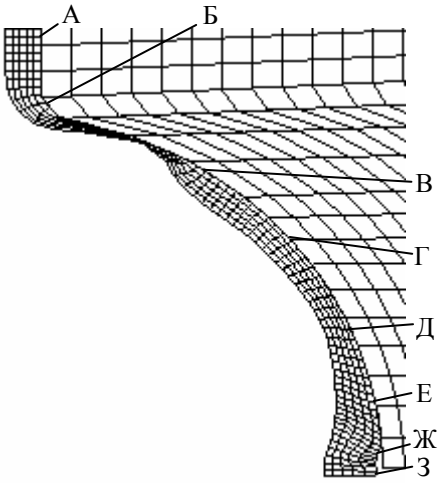


Рис. 3. Конфигурация элементов в системе без трения в момент времени 0.0001 с

На этом же рисунке видно, что несмотря на действие сжимающих сил половина матрицы как целое перемещается вверх, в результате чего происходит раскрытие стыка между половинами матрицы. Такое изменение положения матрицы приводит к изменению формы детали по сравнению с теоретической.

На рис. 4 и 5 представлены результаты расчета деформирования заготовки и матрицы с учетом сил контактного трения с коэффициентом трения 0.4.

На траекториях точек (рис. 4), как и при отсутствии трения, виден отскок заготовки от поверхности матрицы, достигающий величины 1.8 мм для самой нижней точки З. Заметное отличие по сравнению с вариантом расчета без трения имеют вторые участки траекторий точек В - З после соударения с матрицей.

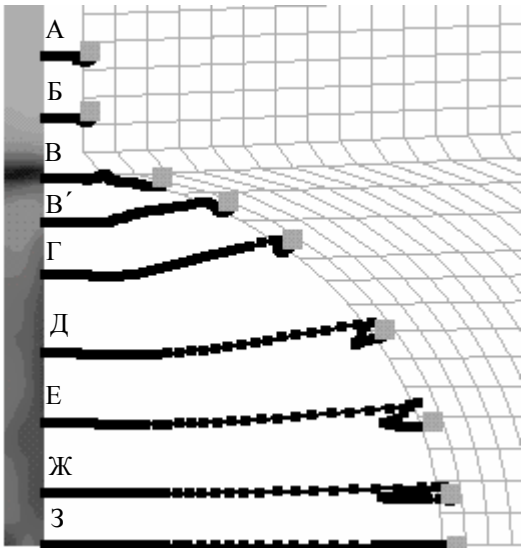


Рис. 4. Траектории движения точек заготовки при коэффициенте трения, равном 0.4

На траектории точки В, попадающей на ребро матрицы, практически отсутствует отскок, одновременно движение вдоль образующей матрицы наиболее выражено и соответствующее перемещение равно 1.2 мм (что значительно меньше, чем при отсутствии трения). Величина деформации в районе точки В достигает максимальной величины - 1.72 единицы. На рис. 5 видно утонение заготовки вблизи точки В. Видно также, что течение материала заготовки вдоль образующей матрицы имеет локальный характер, в рядом расположенных точках Б и В´ скольжение зна-

чительно меньше. Для ниже расположенных точек Г - З движение вдоль образующей затухает вплоть до его отсутствия в точке З. Величины перемещений точек заготовки вниз вдоль образующей матрицы заметно меньше, чем при отсутствия трения, причем в рассматриваемом случае траектории точек А - Ж в конце повернуты вверх, что говорит об общем движении материала заготовки в сторону свободных торцов из середины в конце технологического акта.

На рис. 5 показан фрагмент сеточной конфигурации системы в конечный расчетный момент времени для системы с трением. В общем повторяются особенности, отмеченные для рис. 3, хотя изменение толщины менее выражено, чем в системе без трения, кроме того заготовка прилегает к матрице без зазора.

На поле заготовки (рис. 2 и 4) показана тоновая картина пластических деформаций в конечный момент времени, плотность серого света пропорциональна величине деформации. Полю остаточных пластических деформаций заготовки присуща сильная неоднородность. Вблизи точки В деформации изменяются в осевом направлении, достигая максимальных значений 2.32 и 1.72, соответственно, в темной зоне напротив ребра матрицы. Ниже точки Г пластические деформации изменяются по толщине заготовки, увеличиваясь в направлении изнутри к наруже.

Полученные максимальные значения деформаций имеют недостижимый для реальных материалов уровень, что, по-видимому, связано с несовершенством механико-математической модели технологической системы. В частности, расчетные значения скоростей точек заготовки в районе точки З достигают шестисот с лишним метров за секунду. При таких скоростях следует учитывать скоростное упрочнение материала заготовки.

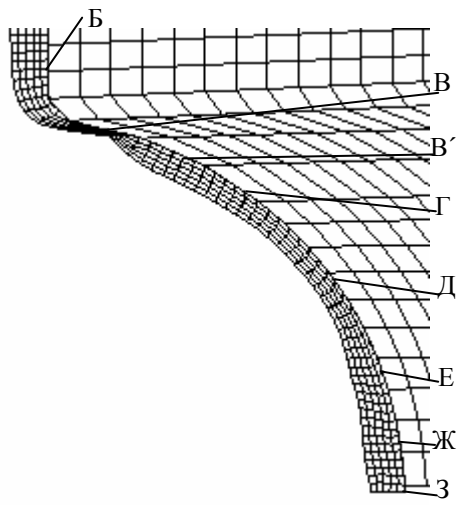


Рис. 5. Конфигурация элементов в системе с трением ($к_{тр}$=0.4) в момент времени 0.0001 с

Трение оказывает положительное влияние на качество штампуемой детали. Во-первых, трение препятствует утонению в зоне ребра матрицы, во-вторых, трение препятствует накоплению материала в районе точки З, в-третьих, трение препятствует образованию зазора между заготовкой и матрицей в районе точки З.

Практически на всем протяжении рифта (рис. 3 и 5) наблюдается сильное искажение сетки в заготовке, которое показывает невыполнение гипотезы прямых нормалей и неприменимость соответствующих оболочечных теорий для моделирования подобных технологических систем.

Удар заготовки приводит к раскрытию стыка половин матрицы, что ухудшает качество детали.

Литература

1. Нарыжный А.Г. Особенности НДС и прочности осесимметричных матриц для импульсной штамповки // Проблеми математичного моделювання сучасних технологій (ПММ–2002): Міжнар. наук.-техн. конф.– Хмельницький, 2002.- С. 96.

2. ОСТ 1. 52766-86. Матрицы для штамповки импульсными нагрузками листовых полусферических оболочек и замкнутых осесимметричных обечаек. Расчет на прочность.– М.: НИИД, 1986.– 48 с.

3. Моделирование напряженно-деформированного состояния матриц для импульсного формообразования осесимметричных тонкостенных деталей / В.С. Кривцов, П.П. Лепихин, В.Ф. Деменко, А.Г. Нарыжный // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 32.- С. 8-19.

Поступила в редакцию 22.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор М.Е. Тараненко , Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.В. Буланов, ХНАДУ, г. Харьков.

УДК 533.9.07

МЕТОД ПЛАВКИ АЛЮМИНИЯ В ВАКУУМЕ С ПОМОЩЬЮ ПОЛОГО КАТОДА

Н.Н. Кошелев, А.В. Лоян, канд. техн. наук,

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

В.А. Омельчук,

Южный государственный проектно-конструкторский и научно-исследовательский институт, авиационной промышленности, г. Харьков, Украина

Обзор оборудования для плавки алюминия

Научно-техническая революция обеспечила современное развитие производства в нашей стране. По ряду отраслей промышленности, в частности по выпуску отливок, бывший Советский Союз занимал первое место в мире. После распада Советского Союза большая часть металлургического комплекса досталась Украине. Поэтому создание новых технологий в области металлургии является сегодня приоритетной задачей для независимой молодой страны.

При получении многих деталей машин, приборов и сооружений литые заготовки являются наиболее дешевыми, а в случаях особо сложных деталей или применения неподдающихся обработке давлением сплавов литейная технология является единственно возможной. Вместе с тем, в отливках образуется большое количество специфических дефектов; шероховатость поверхности и точность размеров часто не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к изделиям; свойства сплавов в литом состоянии, как правило, ниже, чем в деформированном. Поэтому проблема дальнейшего повышения качества литых заготовок в настоящее время приобрела решающее значение.

Алюминиевые сплавы широко применяют в авиационной, автомобильной, тракторной промышленности и других отраслях народного хозяйства. Они обладают высокой прочностью, хорошими литейными свойствами, коррозионной стойкостью, высокими теплопроводностью и электрической проводимостью.

Плавка алюминиевых сплавов может осуществляться в пламенных, электрических печах, в электродуговых печах в вакууме.

Преимуществами пламенных печей являются:

– получение удовлетворительного качества металла, соответствующего действующим стандартам;

– возможность строительства печей большой емкости и высокой производительности;

– относительно низкая стоимость энергоносителей;

– полная механизация загрузки шихты.

– К недостаткам относятся:

– печная атмосфера с водяным паром и другими газами, ухудшающая качество металла;

– безвозвратные потери металла при плавке;

– загрязнение окружающей среды.

Электрические печи имеют следующие преимущества:

– чистота печной атмосферы по сравнению с пламенными печами, содержание водяного пара – 0,25-0,8% (парциальное давление водяного пара 25-80 мм. вод. ст.);

– меньшие безвозвратные потери металла по сравнению с пламенными печами;

– относительно высокий КПД, достигающий 60%;

– обеспечение необходимого температурного режима плавки;

– относительная простота конструкции печи и ее обслуживание.

Данные печи имеют свои недостатки, а именно:

– относительно большой удельный расход электроэнергии, достигающий 50 кВт·ч/т и более;

– практически невозможна полная механизация загрузки шихты;

– невысокая стойкость нагревательных элементов и футеровки.

Во время плавки алюминий насыщается водородом, основным источником которого являются пары воды в

атмосфере газовых печей, влага шихты и гигроскопичных флюсов. Для предохранения алюминиевых расплавов от окисления и насыщения водородом плавку ведут в вакууме, в атмосфере инертных газов или в воздушной среде, содержащей фториды; применяют покровные флюсы или защитное легирование.

Плавка в вакууме позволяет хорошо обезгазить металл – освободить от растворенных в нем азота, водорода, а также кислородсодержащих газов и H_2O, удалить примеси, упругость пара которых выше, чем основного металла.

Основными процессами, определяющими особенности свойств и качество сплавов, получаемых в вакуумных печах, являются:

– удаление газов и летучих примесей, диссоциация неустойчивых соединений в условиях высокой температуры и вакуума;

– всплывание и удаление неметаллических включений.

– К недостаткам литья в вакууме относятся:

– сравнительно высокая стоимость оборудования;

– металлоемкость и трудоемкость изготовления оборудования;

– пониженная производительность;

– для обслуживания требуется более квалифицированный персонал.

Плавка в вакууме с помощью полого катода

Основной идеей применения полого катода для нагрева деталей есть высокий КПД процесса, который при больших токах составляет 90-95% [1] (рис. 1).

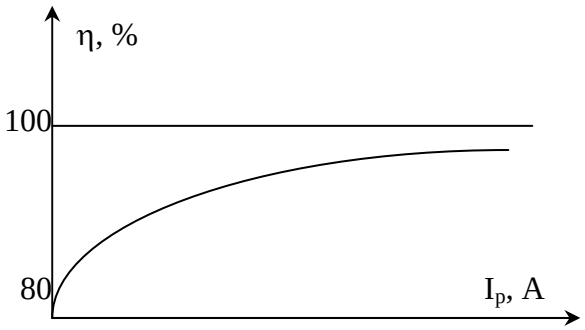


Рис. 1.

Рассмотрим решение простейшей задачи по плавке металла в вакууме с использованием полого катода.

Схема устройства представлена на рис. 2.

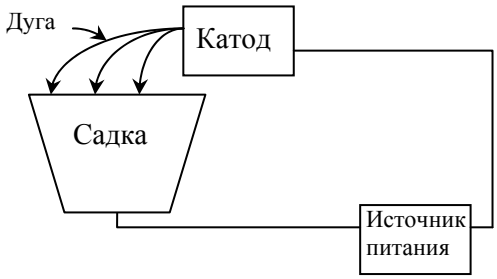


Рис. 2.

При этом примем следующие положения:

1) расплавленное тело ограничено одной плоской поверхностью, к которой подводится тепловой поток при работе катода;

2) температура тела первоначально во всех точках равна T_0 и повышается равномерно для любого выделенного объема металла;

3) температура T_{pl} представляет собой температуру плавления вещества, являющегося чистым металлом. При плавлении единицы массы тела поглощается теплота кристаллизации r;

4) тепловые характеристики вещества тела – теплопроводность λ, теплоемкость C и плотность ρ - постоянны и не зависят от температуры;

5) теплопередача в твердой части тела подчиняется уравнению Фурье;

6) основные тепловые потери происходят излучением, а теплопроводностью токоподводов пренебрегаем.

Для расчетов нам требуется найти зависимость температуры садки от времени нагрева как функция подводимой мощности или, что то же самое, от тока разряда.

В соответствии с принятыми допущениями можно записать уравнение теплового баланса для садки (1)

$$C \cdot m_c \cdot \frac{dT}{d\tau} = Q_{\Sigma+} - Q_{\Sigma-}, \qquad (1)$$

где $\frac{dT}{d\tau}$ – изменение температуры садки во времени;

C – удельная теплоемкость;

m_c – масса садки;

$Q_{\Sigma+}$ – количество теплоты, которую передает плазма, а при расплаве тела “поглощается” теплотой кристаллизации;

$Q_{\Sigma-}$ – количество теплоты, которое должно быть поглощено окружающей средой излучением:

$$Q_{\sum +} = \eta \cdot I_p \cdot U_p + m_c \cdot r, \qquad (2)$$

$$Q_{\sum -} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_0^4) \cdot S, \qquad (3)$$

где η - КПД процесса;

I_p – ток разряда;

U_p - подаваемое напряжение на катод;

r – теплота кристаллизации;

ε - степень черноты;

σ - постоянная Больцмана;

S – для теоретических оценок примем площадь поверхности шара, из которой происходит излучение:

$$S = 4 \cdot \pi \cdot \left[\frac{3 \cdot m_c}{4 \cdot \pi \cdot \rho} \right]^{\frac{2}{3}}, \qquad (4)$$

где ρ - плотность материала садки.

Окончательно получим:

$$d\tau = \frac{C \cdot m_c \cdot \dfrac{dT}{\dfrac{\eta \cdot I_p \cdot U_p - m_c \cdot r - \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T_0^4}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot S} - T^4}}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot S}.$$

Интегрируя данное равенство от T_0 до T_{max}, где $T_{max}=T_{li}$ – температура литья, получаем:

$$t(Tmax, I) = \begin{cases} \dfrac{C \cdot m_c \cdot \left[\dfrac{\ln\left[\left| \dfrac{a(I_p) + (Tmax - T_0)}{a(I_p) - (Tmax - T_0)} \right| \right]}{4 \cdot a(I_p)^3} + \dfrac{\operatorname{atan}\left[\dfrac{Tmax - T_0}{a(I_p)} \right]}{2 \cdot a(I_p)^3} \right]}{\sigma \cdot \varepsilon \cdot S} & \text{при } Tmax < T_{pl} \\ \dfrac{C \cdot m_c \cdot \left[\dfrac{\ln\left[\left| \dfrac{a(I_p) + (Tmax - T_0)}{a(I_p) - (Tmax - T_0)} \right| \right]}{4 \cdot a(I_p)^3} + \dfrac{\operatorname{atan}\left[\dfrac{Tmax - T_0}{a(I_p)} \right]}{2 \cdot a(I_p)^3} \right]}{\sigma \cdot \varepsilon \cdot S} + \dfrac{m \cdot r}{I_p \cdot U_p \cdot \eta} & \text{при } Tmax \geq T_{pl} \end{cases},$$

где

$$a(I_p) = \left[\frac{\eta \cdot I_p \cdot U_p - \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T_0^4}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot S} \right]^{\frac{1}{4}}. \qquad (7)$$

На рис. 3 представлены зависимости T от времени нагрева для стандартной садки алюминия массой 250 кг.

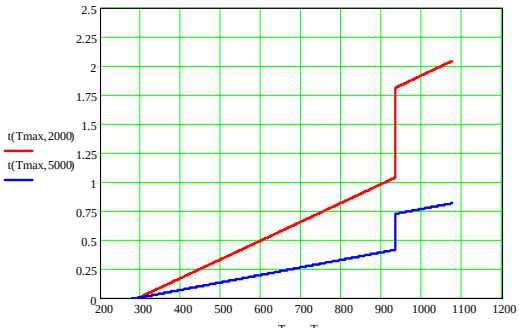


Рис. 3. Кривая с большей “ступенькой” соответствует току разряда 2 кА, с меньшей – 5 кА

Анализ показывает, что с увеличением силы тока в 2,5 раза время плавки уменьшается почти в 2 раза.

Энергетический расчет

Для расчета экономической эффективности процесса вакуумной плавки с помощью полого катода рассчитаем энергетические затраты. Запишем затраты энергии потребляемые установкой:

$$N_{уст} = \frac{I_p \cdot U_p}{\eta} + N_{фн} + N_{дн} + N_{вн}, \qquad (8)$$

где первый множитель - это мощность системы электропитания установки;

$N_{фн}$ – мощность форвакуумных насосов;

$N_{дн}$ – мощность высоковакуумного насоса;

$N_{вн}$ – мощность водяного насоса.

Тогда удельная мощность всей установки

$$N_{уд} = \frac{N_{уст} \cdot \tau}{m_c}. \qquad (9)$$

На рис. 4 представлена зависимость удельной мощности, необходимой для разогрева садки алюминия массой 250 кг, от тока разряда.

Из графика можно сделать вывод о том, что для тока разряда 2 кА удельная мощность плавки алюминия составляет порядка 0,31 кВт*ч/кг. С увеличением силы тока удельные энергозатраты падают до 0,297 кВт*ч/кг, что на сегодняшний день является энергетическим минимумом, который можно получить на данный момент времени с применением разработанных полых катодов.

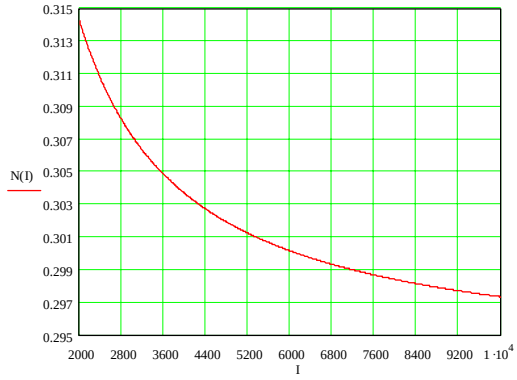


Рис. 4.

Выводы

Выбор оборудования литья определяется требованиями, предъявляемыми к качеству отливки, отсюда определяется метод литья, а также стремлением получить отливку с наименьшими затратами труда и энергии на ее изготовление и последующую обработку при наименьшем расходе металла. В таблице показаны удельные расходы электроэнергии печей различных конструкций для плавки алюминия.

Таблица

N п\п	Наименование оборудования	Удельный расход электроэнергии, кВт*ч/кг
1.	Индукционная тигельная печь типа ИАТ-6	0,557
2.	Индукционная канальная печь типа ИАК	0,500
3.	Тигельная печь сопротивления типа САТ	0,550
4.	Электрические тигельные печи фирмы ”Nabertherm”, Германия	0,450
5.	Установка с полым катодом	0,310

Сравнивания полученный результат, видим, что экономия электроэнергии составляет от 30 до 45%.

Сравнительная оценка энергетических параметров оборудования для плавки алюминия, применяемого на данный момент на большинстве заводов бывшего Советского Союза, и метода плавки алюминия в вакууме с помощью полого катода свидетельствует об экономической целесообразности использования полого катода для плавки алюминия: экономия электроэнергии - до 45%.

Литература

1. Оранский А.И., Будяк Б.П. Исследование свойств полого катода // Источники и ускорители плазмы: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1985.- С. 145.

2. Побежимов П.П. Металлургия коррозионностойких алюминиевых сплавов и отливок.– М.: Металлургия, 1989.– 251 с.

3. Шевцов М.С., Белов А.Ф. Сравнение технологических характеристик различных типов печей и миксеров для плавки алюминиевых сплавов.- М.: ВНИИЭМ, 1966.- 50 с. (Отделение научно-технической информации, стандартизации и нормализации в электротехнике).

4. Курдюмов А.В., Пикунов М.В. Производство отливок из сплавов цветных металлов.- М.: Металлургия, 1986.– 284 с.

5. Могилев В.К., Лев О.И. Справочник литейщика.- М.: Машиностроение, 1988.– 271 с.

6. Гуляев Б.Б. Теория литейных процессов.- Л.: Машиностроение, 1976.– 214 с.

Поступила в редакцию 08.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.И. Костюк, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор Ю.С. Васильев, УХИН, г. Харьков.

УДК 621.436:74.01

К ВОПРОСУ О ФИНИШНЫХ ОПЕРАЦИЯХ ПРИ ОБРАБОТКЕ ПОРШНЯ

А.В. Белогуб, канд. техн. наук, главный конструктор, О.А. Солоха, зам. главного конструктора,
А.Г. Щербина, ведущий конструктор, А.С. Стрибуль, конструктор, ОАО «АВТРАМАТ»,
Ю.А. Гусев, канд. техн. наук, доцент,
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, Украина

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. При обработке тонкостенных поршней в условиях массового производства существует проблема возникновения брака по отклонению формы внешней поверхности юбки поршня. В ОАО «АВТРАМАТ» брак по указанным видам достигал 4 - 5%. Причем систематических причин, связанной с внешними условиями (качество сплава, локальная твердость поверхности, сезонность) установлено не было. Брак носил случайный характер.

Анализ нерешенных проблем. Проанализировав ситуацию и обратившись к источникам, мы не обнаружили в доступной литературе ответов на интересующие вопросы, связанные с периодическим возникновением брака при видимых равных условиях. Более подробное рассмотрение существующей технологии обработки внешней поверхности – по объемному копиру точением показало, что причиной возникновения брака могут быть конструктивно-технологические особенности формообразования и фиксации поршня на этой операции.

Цель исследования. Целью настоящего исследования являлась получение рекомендаций для снижения брака по форме внешней поверхности.

Внешняя поверхность

На рис. 1 показана схема, по которой проводится обработка внешней поверхности – копирное точение. Разобьем представленную технологию на 2 подраздела, изучение которых будем проводить независимо. 1-й из них – особенности геометрического получения поверхности поршня при помощи копирного приспособления и 2-й – деформация поршня при фиксировании на оправке.

По 1-му подразделу отклонения формы поршня могут возникнуть вследствие следующих причин:

– износа щупа;
– изменения передаточного отношения в процессе наладки;
– изменения передаточного отношения в процессе точения.

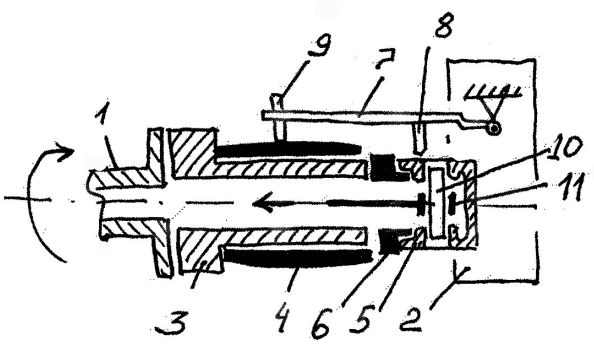


Рис. 1. Схема копирной обточки поршня

1- шпиндель, 7 – рычаг,
2 – суппорт, 8 – резец,
3 – оправка, 9 – щуп,
4 – копир, 10 – технологический палец,
5 – поршень, 11 – тяга
6 – базовое кольцо,

Износ щупа. В процессе конструирования копира щуп принимается с плоской вершиной (рис. 2), а поверхность копира – как огибающая его вершин при фиксированном передаточном отношении «копир-поршень» - 4,28, но в процессе работы он (щуп) приобретает некоторую форму (Рис.3), причем для каждого поршня форма «работавшего» щупа различна. Форма щупа на рис. 3 рассчитана для копира поршня ВАЗ 2105 по предложенной ниже методике и построена таким образом, что масштаб отклонений точек рабочей поверхности в вертикальном направлении в 10 раз больше масштаба остальных частей рисунка для большей наглядности.

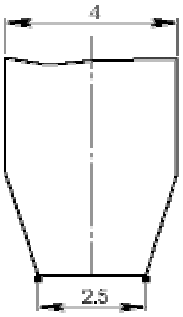


Рис. 2. Форма щупа, принимаемая при расчете копира

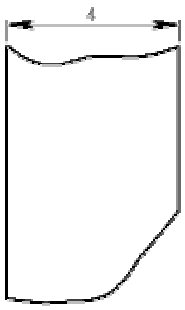


Рис. 3. Рассчитанная форма щупа

Если предположить, что сила прижатия щупа к копиру во время обработки постоянна и постоянна скорость вращения копира, а износ пропорционален работе трения, то можно спрогнозировать форму «работавшего» щупа выполнив несложные действия и далее построить копир, как огибающую рассчитанной формы. При этом отклонения на поршне от рассчитанных для формы копира по рис. 2 в районе донца могут достичь 13 мкм, а на юбке в районе максимальной эллипсности – 4 мкм. Причем, если отклонение бочки поршня можно устранить программно (станок с ЧПУ), задав дополнительно перемещение суппорта станка в зависимости от перемещения резца в направлении оси шпинделя, то отклонение от эллипсности устранить невозможно, так как станок не отслеживает угол поворота шпинделя.

Для устранения указанной погрешности нами предложена следующая методика определения формы контактной поверхности щупа.

Производится построение формы боковой поверхности копира исходя из условия «острого» щупа и постоянного передаточного отношения (в данном случае изменение передаточного отношения не принципиально), определяются минимальный (с учетом знака) и максимальный угол наклона поверхности копира к оси вращения. Далее, полученный диапазон углов разбивается, например, на 10 поддиапазонов и находится процент длины копира, попадающей в каждый из поддиапазонов, после чего производится построение щупа таким образом, чтобы его контактная поверхность состояла из участков с углами наклона, соответствующими серединам поддиапазонов и длинами, соответствующими найденному процентному соотношению. Пример формы контактной поверхности построенного таким образом щупа показан на рис. 3.

Изменение передаточного отношения в процессе наладки. В результате того, что конструктивно невозможно выполнить копирное приспособление таким образом, чтобы ось вращения рычага, режущая кромка резца и точка контакта копир-щуп находились на одной линии, передаточное отношение будет изменяться в зависимости от угла поворота рычага. Очевидно, что изменение указанного отношения в процессе наладки и точения тем меньше, чем больше длина рычагов по сравнению с вылетом щупа или резца (рис. 4). Поскольку копир проектируется с учетом передаточного отношения, исследуем погрешности, возникающие при реальных геометрических параметрах приспособления.

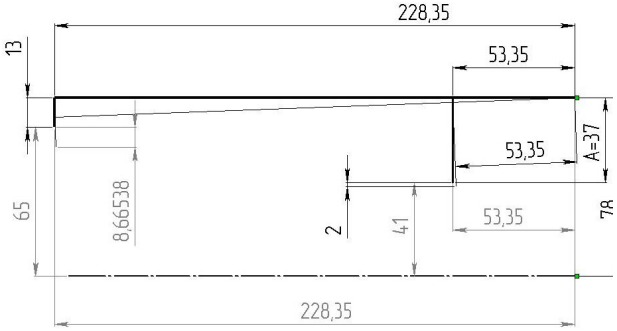


Рис. 4. Кинематическая схема рычага копирного приспособления

Изменение передаточного отношения в процессе наладки и точения. Методически получение этого отклонения не отличается от предыдущего и связано с тем, что поршень имеет овальность – рычаг копирного приспособления качается в пределах, заданных этой овальностью, причем начальное положение рычага не обязательно горизонтальное и зависит от наладки. На рис. 4 показаны два положения рычага, первое положение – горизонтальное, а второе таково, что перемещение режущей кромки резца составляет 2 мм. Можно посчитать действительное передаточное отношение для заданного перемещения резца 8,665/2 = 4,3325, что значительно отличается от за-

данного 4,28. В таблицу 1 сведены результаты расчетов передаточных отношений для других перемещений при разном вылете резца. Допустим, за счет неправильной настройки отклонение положения режущей кромки резца в нулевом положении составляет 2 мм от того, которое она занимала бы при горизонтальном положении рычага. Тогда по таблице максимального рабочего хода резца, составляющего 0,3 мм отклонение формы поршня 32,22 - 24,32 = 7,9 мкм - значительно больше допуска, равного ±3 мкм.

Таблица 1

Перемещение резца, мм	Перемещение щупа, мм	Реальное передаточное отношение	Перемещение щупа при k = 4,28	Разность реального и ожидаемого перемещений резца, мкм
A=37				
0,1	0,4283	4,28268	0,428	-0,06
0,3	1,286	4,28787	1,284	-0,55
0,4	1,716	4,29050	1,712	-0,98
0,7	3,009	4,29826	2,996	-2,97
2	8,665	4,33269	8,56	-24,32
2,3	9,984	4,34081	9,844	-32,22
A=67				
0,3	1,288	4,29323	1,284	-0,92
0,5	2,151	4,30190	2,14	-2,55

При изменении размера «А» все вышеуказанные эффекты еще более заметны. В таблице для сравнения приведены значения для А = 67 мм. Изменение размера «А» возможно, так как все приспособление перемещается вместе с суппортом и этот размер зависит от длины резца и радиуса поршня.

Второй вариант – когда положение резца правильно настроено на второй ремонтный размер, а обрабатывается поршень номинального размера, тогда на номинальном диаметре резец уже имеет отклонение 0,4 мм (полуразность номинальных диаметров поршней второго ремонтного и номинального размеров), а при максимальном рабочем ходе отклонение – 0,7 мм. Тогда отклонение формы поршня от расчетной равно 2,97 - 0,98 = 1,99 мкм. Размер в поле допуска еще попадает, но отклонение сравнимо с шириной поля допуска, и это без учета других погрешностей.

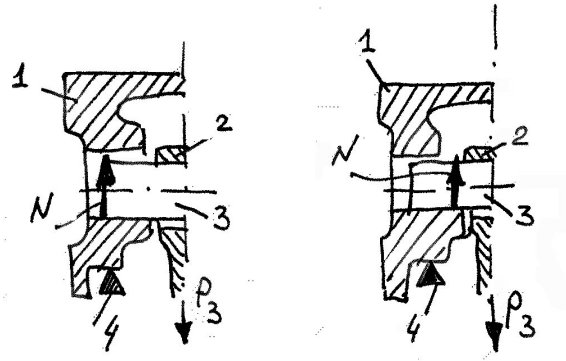
При правильной настройке изменение передаточного отношения в процессе точения не оказывает такого существенного влияния, то есть отклонения формы поршня, получаемые в результате не учета его изменения меньше поля допуска, однако и в данном случае полезно учесть данный факт, так как погрешности имеют порядок допуска и при неблагоприятном сложении с другими, случайными погрешностями могут привести к выходу размера за пределы поля допуска, то есть к браку.

Кроме того, передаточное отношение переменно вдоль длины щупа. То есть, приведенные в таблице значения справедливы только для середины щупа. Так, для рабочего хода резца 0,3 мм добавка к изменению координат крайних точек щупа шириной 4 мм составляет около 11 мкм, в пересчете на отклонение формы поршня (то есть после деления на передаточное отношение 4,28) получаем около 2,3 мкм.

Предлагаемая методика построения копира заключается в следующем. Поверхности копира и рассчитанного предварительно щупа разбиваются вдоль оси вращения копира с определенным, достаточно мелким, шагом, допустим 0,1 мм. На начальном этапе расчета все точки копира имеют одинаковую радиальную координату равную номинальному, то есть максимальному, радиусу. После этого производится перемещение щупа вдоль копира с тем же шагом, с каким было произведено разбиение. В каждой точке определяется положение щупа с учетом всех вышеизложенных факторов, а значит и координаты всех его точек разбиения. При этом производится сравнение координат R каждой точки щупа и соответствующей ей, то есть с той же координатой x, на данном шаге точки копира. В случае, если координата R у точки копира больше, она уменьшается до координаты соответствующей точки щупа. То есть это можно представить так, как будто копир «обрезается» щупом, двигающимся по заданной траектории. Хотя метод не является оптимальным с точки зрения скорости расчета, он оправдан из-за простоты его реализации, учитывая, что затраты машинного времени на один

расчет порядка секунд (в зависимости от ЭВМ). Сегодня все копиры проектируются именно так.

По 2-му подразделу исследования – отклонения формы могут возникнуть при деформации поршня в зафиксированном при точении состоянии. На рис. 5 приведена схема фиксации.

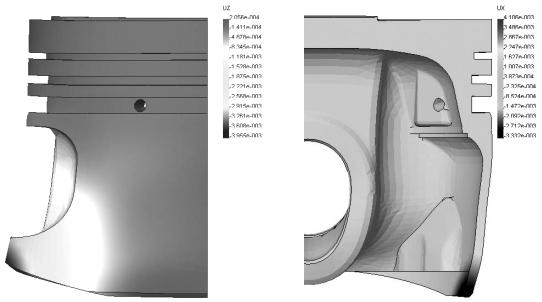


а) б)

Рис. 5. Схема нагружения поршня при фиксировании во время копирной обточки

1 – поршень,
2 – тяга,
3 – технологический палец,
4 – база,
$P_з$ – усилие затяжки,
N – реакция на пальце

Из схемы видно, что возможны 2 неблагоприятных случая силового нагружения поршня – технологический палец опирается на бобышки поршня своими внешними краями (рис. 5, а) или опирается на них внутри бобышек (рис. 5, б). Для дальнейших исследований были построены 3-х мерные твердотельные модели наиболее «браконосных» моделей поршней и рассчитаны деформации методом конечных элементов в одном из известных пакетов. На рис.6 показаны деформации поршня при затяжке силой в 1000 Н при опирании пальца как на рис. 5, б. Деформация юбки вдоль оси пальца достигает 4,5 мкм, поперек оси – 3,6 мкм. Искажение формы эллипса – 8,1 мкм. Опирание как на рис. 5, а приводит к меньше деформированию поршня и сама деформация меняет знак. Наименьшая деформация ~0,3 - 0,5 мкм получается при приложении услия технологического пальца в центре тяжести сечения опирания поршня на базовое кольцо (рис. 1). Сегодня технологические пальцы изготавливаются не цилиндрические, а состоящие из 3-х сфер, крайние опираются на бобышки, а на среднюю – тяга.



а) б)

Рис. 6. Деформация поршня при фиксировании на операции «копирная обточка». Масштаб 1500:1

В таблице 2 сведены данные по проведенной работе. Несложно подсчитать, что при стечении неблагоприятных факторов изменение формы может достичь 18 мкм при допуске по группе ВАЗ – ±3 мкм.

Таблица 2

Копир с плоским щупом	4 мкм
Наладка «шуп-резец»	2 мкм
Изменение передаточного отношения в процессе операции точения	0,5 мкм
Поворот щупа	2,3 мкм
Деформация юбки при зажиме	8,1 мкм

Перспективы дальнейших исследований. Проведенные исследования показали, что геометрия внешней поверхности существенно (в пределах допуска на обработку) зависит от технологии ее получения. В нашем исследовании не учтен тот факт, что слой снимаемого материала при копирной обточке переменный, а, значит, переменна и сила резания. Учет данного факта позволит внести дополнительную коррекцию в форму копира.

Выводы. Проведенное исследование позволило выяснить ряд факторов, влияющих на возникновение брака и предложить методику проектирования копира для обработки внешней поверхности, учитывающую особенности применяемых приспособлений и технологий. Внесены конструктивные изменения в приспособление базирования и фиксации поршня на операции «копирная обточка». Рассматриваемый вид брака был существенно снижен.

Поступила в редакцию 12.06.03

Рецензенты: зам. технического директора В.А. Екимов, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 65.011.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗРАБОТКИ НОВОЙ ТЕХНИКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГРАФОВ С ВОЗВРАТАМИ

Ю.Ю. Гусева,

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

г. Харьков, Украина

Постановка проблемы и ее связь с практическими заданиями

Возникновение в процессе разработки изделия работ, подлежащих переделке либо доработке, существенно изменяет время выполнения проекта, ресурсы, необходимые для его осуществления, стоимость и т.д. Так, на некоторых машиностроительных предприятиях работы по доводке после испытаний занимают иногда до 50% всего цикла разработки нового изделия. Таким образом, задача сокращения работ по доводке проекта или изделия является актуальной.

Анализ последних исследований и публикаций

Задача сокращения длительности создания и освоения образца новой техники рассматривалась нами в предыдущих работах, в частности, [1, 2]. В данной статье рассматривается возможность применения графов с возвратами вместо классических сетевых моделей, явно или неявно используемых нами ранее.

Постановка задачи

Применение стохастических графов с возвратами [3] подразумевает определение вероятности реализации дуги возврата, соединяющей событие, при котором обнаружен дефект, с событием, с которого необходимо начинать доводку. Возвраты на доработку являются недетерминированными событиями.

В случае, когда о реализациях недетерминированного исхода нельзя собрать статистику, используется экспертная оценка. Нами было принято решение использовать при построении анкет опроса и для обработки ответов экспертов методы теории нечетких множеств. Это дает возможность принимать ответы экспертов в виде лингвистических вероятностей и лингвистических критериев предпочтения, что значительно упрощает процедуру опроса для эксперта, в то же время (при использовании соответствующих методик, например, [4, 5]) не снижая достоверности результатов.

В итоге предполагается получить функцию принадлежности нечеткой переменной «вероятность возникновения ошибки (возврата на доработку)». Функция принадлежности определяет степень принадлежности элемента множеству и принимает значения из интервала [0,1]. В нашем случае функция принадлежности будет характеризовать каждый фактор с точки зрения его соответствия понятию «вероятность возникновения фактора равна единице».

Методика исследований

В [4] предлагается метод построения функции принадлежности на основе количественного сравнения степеней принадлежности. Исходными данными является матрица размером n x n, где n – число точек, в которых сравнивается значения функции принадлежности. Значения функции принадлежности определяются на основе решения задачи о нахождении собственного вектора матрицы. Поскольку результатом проводимого нами группового экспертного опроса будет матрица, аналогичная матрице в [4], считаем, что идея об использовании собственного вектора как основы для построения функции принадлежности применима в рассматриваемом нами случае.

Для облегчения принятия решений экспертами и повышения достоверности экспертной оценки введем следующие характеристики каждой из работ, при выполнении которых возможны ошибки:

- опыт исполнителя (О) характеризуется выполненными ранее сходными работами (по проектированию сходных деталей, элементов, техпроцессов);
- квалификация исполнителя (К) может оцениваться в соответствии с методиками оценки квалификации эксперта [6];
- степень заимствования (З) определяет уровень новизны выполняемой работы, проектируемого элемента объекта;
- сложность работы (С) определяется группой сложности проектируемого элемента, а также такими факторами, как степень автоматизации выполняемой работы (принятия решения).

Указанные факторы были выбраны с учетом анализа практических наблюдений и рекомендаций экспертов.

Для получения параметров функции принадлежности применяем методические указания РДМУ 109-77 [7]. По данной методике могут быть решены задачи с числом факторов от двух до тридцати одного. Для построения математических моделей применяют полный или дробный факторный эксперимент, обладающий оптимальной матрицей планирования. Для нас эта методика особенно удобна тем, что при проведении эксперимента используются кодированные значения факторов (максимальное и минимальное). Это позволяет сократить затраты на эксперимент и использовать в качестве эксперимента экспертный опрос.

Пусть О, К, З, С – контролируемые факторы. Тогда исследуемый процесс может быть описан с помощью математической модели

$$\mu_p = f(O;K;З;C), \qquad (1)$$

где μ_p – функция принадлежности вероятности возникновения ошибочного решения;

f – функция отклика, представляющая собой зависимость математического ожидания от факторов.

Поскольку при применении методики используются реализации всех возможных сочетаний упорядоченных комбинаций минимальных и максимальных значений факторов, при формировании матрицы экспертного опроса, выступающего в качестве эксперимента, мы можем использовать сочетания следующих уровней факторов: опыт высокий (ОВ), опыт низкий (ОН); квалификация высокая (КВ), квалификация низкая (КН); степень заимствования высокая (ЗВ), степень заимствования низкая (ЗН); сложность высокая (СВ), сложность низкая (СН).

Все точки плана для реализации всех возможных сочетаний уровней факторов определяют по формуле [7]:

$$N = 2^k, \qquad (2)$$

где N – общее число различных точек в плане;

2 – общее число уровней;

k – общее число факторов.

Таким образом, число точек плана для рассматриваемых условий равно $2^4 = 16$ (табл. 1).

Таблица 1

Возможные сочетания уровней факторов

№ точки	К	О	З	С
1	кн	он	зн	св
2	кн	он	зн	сн
3	кн	он	зв	св
4	кн	он	зв	сн
5	кн	ов	зн	св
6	кн	ов	зн	сн
7	кн	ов	зв	св
8	кн	ов	зв	сн
9	кв	он	зн	св
10	кв	он	зн	сн
11	кв	он	зв	св
12	кв	он	зв	сн
13	кв	ов	зн	св
14	кв	ов	зн	сн
15	кв	ов	зв	св
16	кв	ов	зв	сн

Значения функции при различных комбинациях факторов получаем в результате экспертного опроса, проводимого методом парных сравнений. Совокупность полученных величин образует матрицу n x n, на основе которой можно построить ранжировку всех точек плана и определить коэффициенты их относительной важности ki. Коэффициенты относительной важности точек плана, представленные в виде компонент собственного вектора матрицы, позволяют измерить предпочтительность объектов сравнения как в

шкале отношений, так и в шкале порядка, при этом объекты ранжируются так, что первым объектом считается объект, у которого коэффициент относительной важности наибольший.

Для реализации поставленной цели необходимы данные не только о сравнительной предпочтительности точек плана, но и о сравнительной предпочтительности каждой из точек плана и некоторой точки, соответствующей вероятности возникновения ошибки, равной единице. Для получения таких соотношений сделаем следующее предположение: точка плана под номером один, соответствующая ситуации, когда принимается решение с высокой степенью сложности, без использования аналогов, лицом, не имеющим опыта подобных решений и с низкой квалификацией, отвечает максимальной вероятности возникновения ошибки при принятии решения, для практического использования принимаемой равной единице. Приняв такое предположение и используя данные о сравнительной предпочтительности каждой из точек плана и точки под номером один, мы можем получить величину μi, показывающую, насколько вероятность ошибки в точке i приближается (соответствует) к значению, равному единице:

$$k_1 \Rightarrow \mu_1 = 1$$
$$k_i \Rightarrow \mu_i = \frac{k_i}{k_1} \qquad (3)$$

Значения μi, полученные в результате обработки данных экспертного опроса, используются как данные эксперимента при получении зависимости (1). Этап реализации эксперимента состоит в построении полного плана матрицы планирования, который дает возможность определить влияние на функцию отклика не только каждого отдельного фактора, но и их комбинаций.

Выводы и перспективы дальнейшего развития

Приведенная методика позволяет определять параметры стохастических графов с возвратами при моделировании процессов создания техники. Создание библиотеки таких графов для отдельных типов деталей и узлов позволит упростить и автоматизировать процедуру моделирования и управления технической подготовкой производства.

Литература

1. Гусева Ю.Ю. Управление длительностью доводки авиационных агрегатов // Вестник двигателестроения.- 2002.– №. 1.– С. 7-10.

2. Божко В.П., Гусева Ю.Ю. Управление экономическими потерями при принятии технических решений в авиационном производстве // Системи обробки інформації: Зб. наук. пр.– Харків: НАНУ, ПАНМ, ХВУ, 2002.– Вип. 5 (21).– С. 129-133.

3. Мироносецкий Н.Б. Моделирование процессов создания и выпуска новой продукции.– Новосибирск: Наука, 1976.– 170 с.

4. Нечеткие множества в моделях управления и искусственного интелекта / Под ред. Д.А. Поспелова. – М.: Наука, 1986.– 312 с.

5. Евланов Л.Г., Кутузов В.А. Экспертные оценки в управлении.– М.: Экономика, 1978.– 133 с.

6. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. / Под ред. В.С. Авдуевский.– М.: Машиностроение, 1988.- Т. 3. Эффективность технических систем / Под ред. В.Ф. Уткина, Ю.В. Крючкова.– 328 с.

7. Методические указания. Методика выбора и оптимизации контролируемых параметров технологических процессов РДМУ 109-77.- М.: Изд-во стандартов, 1978.– 63 с.

Поступила в редакцию 12.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.Е. Ведь, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 629.7.087:538.4:001.2

ХОЛЛОВСКИЙ ДВИГАТЕЛЬ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

С.Н. Кулагин, И.Н. Стаценко, канд. техн. наук, Л.Г. Дубовик, Л.Б. Кабакова

Днепропетровский национальный университет,

Ю.В. Манец, Государственное конструкторское бюро "Южное", г. Днепропетровск, Украина

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. В связи с тенденцией уменьшения массы полезной нагрузки космических аппаратов (КА) за счет миниатюризации электронных приборов становится актуальным применение КА малой массы (до 500 кг) с доступными мощностями, не превышающими нескольких сотен ватт.

Преимущества холловских двигателей (ХД) для таких КА состоят в их конструктивной простоте, легкости управления, высоких уровнях выходных характеристик.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем. Основываясь на имеющемся опыте разработки ХД [1], можно рассматривать два пути достижения малой мощности двигателя:

- снижение разрядного напряжения;
- снижение разрядного тока и соответственно расхода рабочего вещества через анод двигателя.

Оба эти направления имеют естественные ограничения. Основными из этих ограничений являются следующие факторы:

- уменьшение площади сечения разрядной камеры (РК) двигателя для обеспечения высокой степени ионизации при малых расходах рабочего вещества влечет за собой нарушение оптимальной геометрия элементов магнитной системы и профиля магнитного поля, что приводит к нарушению фокусировки и потере эффективности;
- с уменьшением размеров увеличивается доля потерь энергии на элементах конструкции.

В конструкции двигателя малого размера затруднено применение известных технических решений, обеспечивающих минимальную эрозию стенок разрядной камеры и максимальный ресурс работы холловских двигателей. Так, для обеспечения нарастающего от анода к срезу РК магнитного поля желательно использование центральной катушки и магнитного экрана. Однако при малых размерах двигателя места для размещения катушки остается очень мало либо не остается совсем, а магнитный экран может слишком сильно шунтировать магнитное поле, что потребует неоправданно больших энергозатрат для питания катушек.

Цель исследований. Целью исследований являлась оценка целесообразности использования в холловском двигателе малой мощности (ХДММ) магнитного экрана для повышения его рабочего ресурса при сохранении приемлемых тягово-энергетических характеристик. При этом рассматривалось несколько вариантов конструкции двигателя с оценкой влияния различных факторов на интегральные характеристики.

Результаты исследований. Конструктивная схема двигателя разрабатывалась с учетом основных требований к ХД:

- азимутальная однородность подачи рабочего тела;
- нарастающее от анода к срезу РК магнитное поле [2];
- соблюдение оптимальных соотношений размеров элементов РК.

В работе [3] предложена новая концепция ХД с разделением проводящего канала на несколько секций, что позволило увеличить КПД. В соответствии с этим в конструкции использованы проводящие полюсные наконечники, работающие как одна из секций проводящего канала.

Схема двигателя (рис. 1) включала в себя анод 1 и керамическую РК 2. Магнитная система состояла из центральной и четырех наружных катушек, магнитопроводов, полюсов и полюсных наконечников (на-

ружного 3 и внутреннего 4) из стали 12Х18Н10Т, защищающих полюсы от распыления.. Центральная катушка размещалась позади разрядной камеры, что исключало ее перегрев.

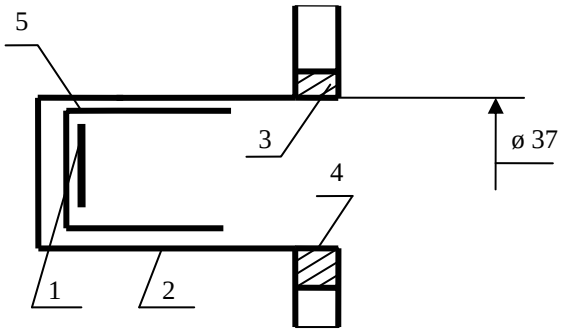


Рис. 1. Конструктивная схема Д-37

В первом варианте в конструкции отсутствовал магнитный экран 5, толщина полюсных наконечников равнялась 1 мм. Во втором варианте для увеличения ресурса толщина наружного полюсного наконечника увеличена до 3 мм, а внутреннего - до 5 мм. Следует отметить, что толщина 5 мм является предельной для данных размеров РК, так как при этом центральный полюс отсутствует и полюсный наконечник становится по существу наконечником центрального магнитопровода. В третьем варианте конструкция была дополнена магнитным экраном 5, что позволило уменьшить магнитную индукцию в зоне расположения анода. Магнитный экран был изолирован от анода. По существу, такая схема представляет собой двухступенчатый ускоритель, в котором функции катода первой ступени может выполнять магнитный экран. В четвертом варианте анод 1 отсутствовал, а его функции выполнял магнитный экран. Такая схема с полым анодом и проводящими полюсными наконечниками отличается от схемы двигателя с анодным слоем только наличием в разрядной камере диэлектрических элементов.

Исследования характеристик проводились при работе двигателя на ксеноне в вакуумной камере объемом 5 м^3, оснащенной паромасляными насосами, при динамическом давлении не выше $2 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. (по воздуху). Для измерения тяги использовался прибор ИТ-05 с погрешностью 2 % разработки Днепропетровского национального университета.

В качестве основного критерия оценки эффективности работы двигателя была выбрана энергетическая цена тяги ввиду того, что потребляемая мощность является основным ограничивающим фактором при разработке двигателей для КА малой массы.

Значения цены тяги для различных вариантов, полученные при фиксированном напряжении 120 В и расходе 0,57 мг/с, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Цена тяги ХДММ Д-37

Вариант	1	2	3	4
С, Вт/мН	14,4	20,0	15,2	15,3

Из представленных результатов видно, что для данной геометрии разрядной камеры первый вариант, являясь конструктивно наиболее простым, дает возможность получить приемлемое значение цены тяги при относительно небольшом ресурсе. Во вторм варианте магнитное поле оказывается размытым вдоль разрядной камеры (рис. 2), при этом увеличивается наклон магнитных силовых линий к оси двигателя и, соответственно, потери ионов на стенках из-за плохой фокусировки, что приводит к значительному увеличению цены тяги (~40 %). третий вариант позволяет получить минимальную цену тяги, поскольку анод располагается в зоне слабого магнитного поля (рис. 2), а слой ионизации и ускорения смещается к выходному срезу РК. Следует отметить, что попытки включения двигателя по двухступенчатой схеме приводили к увеличению цены тяги на всех исследованных режимах, поэтому такой вариант включения подробно не исследовался. Минимальная цена тяги имела место при включении по одноступенчатой схеме, при этом плавающий потенциал магнитного экрана составлял 90 В при разрядном напряжении 120 В. Дальнейшие исследования показали, что магнитный экран может быть использован в качестве полого анода, что упрощает конструктивную схему (четвертый вариант), при этом цена тяги возрастает незначительно.

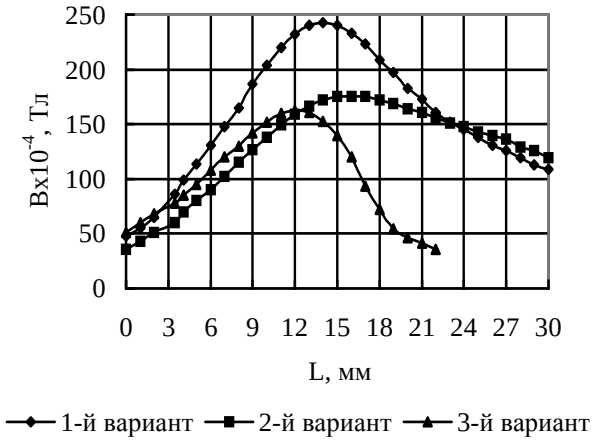


Рис. 2. Распределение магнитного поля

Для оценки эффективности применения магнитного экрана можно воспользоваться следующими соображениями.

Из рис. 2 видно, что при прочих равных условиях магнитный экран, замыкая на себя часть магнитных силовых линий, уменьшает максимальную напряженность магнитного поля ~ на 1/3. Для ее восстановления до оптимального уровня приходится увеличивать мощность, потребляемую катушками. Однако при разумном выборе размеров элементов магнитной системы это увеличение может быть относительно небольшим. Так, для данной конструкции оно составляет 2 Вт (3,5 Вт для первого варианта, 5,5 Вт – для четвертого варианта). При разрядной мощности ~ 65 Вт такое небольшое увеличение потребляемой мощности выглядит несущественным и вполне оправдано, если учитывать, что ресурс при этом увеличивается в несколько раз.

Таким образом, оптимальным является четвертый вариант конструкции двигателя, характеристики которого приведены в табл. 2.

Перспективы дальнейших исследований. Дальнейшие исследования двигателя могут быть направлены на определение минимальных размеров разрядной камеры с магнитным экраном, при которых эффективность двигателя остается приемлемой с точки зрения цены тяги и ресурса.

Таблица 2

Характеристики ХДММ Д-37

m, мг/с	U, В	I, А	P, мН	C, Вт/мН	N, Вт	J, с	КПД, %
0,46	120	0,5	2,4	25	60	522	10,4
0,46	150	0,5	3,0	25	75	652	13,0
0,46	180	0,51	3,5	26,2	92	761	14,5
0,46	220	0,51	4,2	26,7	112	913	17,0
0,46	300	0.49	5,5	26,7	147	1196	22,4
0,57	80	0,62	2,6	17,7	50	491	13,8
0,57	100	0,58	3,5	16,6	58	614	18,5
0,57	120	0,6	4,7	15,3	72	825	26,9
0,57	150	0,6	5,4	16,7	90	947	28,4
0,57	180	0,61	6,0	18,3	110	1053	28,7
0,83	120	0,95	7,5	15,2	114	904	29,7
0,83	150	0,97	9,0	16,2	145	1084	33,5
1.03	120	1,2	10,0	14,4	144	971	33,7
1,03	150	1,23	11,8	15,6	184	1146	36,6

Выводы. Полученные результаты показывают, что простое увеличение толщины полюсных наконечников для повышения ресурса работы ХДММ неэффективно, так как приводит к значительному снижению тягово-энергетических характеристик. Дополнение конструкции магнитным экраном исключает этот недостаток.

Литература

1. Захаренков Л.Э., Числов Г.О, Семенкин А.В. Исследование характеристик двигателя с анодным слоем малой мощности // Двигатели и энергоустановки для ракетной техники: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ.- 2002.- С. 104-108.

2. Есипчук Ю.В., Морозов А.М. Ускоритель с замкнутым дрейфом электронов (УЗДП) с большим продольным градиентом магнитного поля // Материалы II-й Всесоюз. конф. по плазменнім ускорителям.– Минск: Наука и техника.- 1973.- С. 20-21.

3. Zhakupov A., Khartov S., Latyshev L. Hall thruster with a sectioned conduction channel // 3-th International Conference Propulsion.- Cannes.- 2000.- ESA SP-465.- (December 2000).- P. 827-828.

Поступила в редакцию 15.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, ст. науч. сотр. А.П. Толстопят, ДНУ, г. Днепропетровск; канд. техн. наук, Генеральный директор Ю.К. Гонтарев, "Экотеп", г. Днепропетровск.

УДК 533.9.07

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕНЦИАЛА В МЕЖЭЛЕКТРОДНОМ ЗАЗОРЕ ИОННО-ОПТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПЛАЗМЕННО-ИОННОГО УСКОРИТЕЛЯ

Н.В. Белан, д-р. техн. наук, С.Ю. Нестеренко, канд. техн. наук,

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

Чжен Маофань, Институт физики Ланчжоу, КНР

Одной из проблем расчета плазменно-ионных двигателей (ПИД) [1] является отсутствие математических моделей, описывающих распределение параметров ионов и поля по радиусу в межэлектродном промежутке (МП) ионно-оптической системы (ИОС).

Одномерные модели не позволяют рассчитать такие характеристики, как коэффициент монохроматичности, тяговый к.п.д., потери ионов на ускоряющем электроде, плотность потока энергии на различные участки поверхности ускоряющего электрода, скорость его эрозии.

Величина изменения потенциала плазмы вдоль внутренней (со стороны РК) поверхности эмиссионного электрода (ЭЭ) и наружной поверхности ускоряющего электрода (УЭ) имеет порядок электронной температуры и мала по сравнению с ускоряющим напряжением. Поэтому граничные условия для потенциала могут быть записаны так:

$$\varphi = 0 \quad (\mathrm{x} = 0 \text{ и на поверхности ЭЭ}), \tag{1}$$

$$\varphi = -\mathbf{U}_0 \quad (\mathrm{x} = \mathbf{L} \text{ и на поверхности УЭ}), \tag{2}$$

где $\mathbf{L}$ – длина МП, включая толщины электродов; $\mathbf{U}_0$ – ускоряющее напряжение.

Средняя тепловая скорость движения ионов в разрядной камере (РК) ПИД мала по сравнению со скоростью истечения. Поэтому поток ионов в МП можно считать монохроматичным, а скорость их на входе в МП – равной нулю:

$$\vec{\mathbf{V}} = 0 . \tag{3}$$

Система уравнений модели, записанная в безразмерных переменных, содержит уравнения неразрывности, движения ионов и уравнение Пуассона:

$$\nabla \cdot \vec{\Gamma}(\mathrm{x},\mathrm{r}) = 0 , \tag{4}$$

$$2\left(\vec{\mathrm{V}}(\mathrm{x},\mathrm{r})\cdot\nabla\right)\vec{\mathrm{V}}(\mathrm{x},\mathrm{r}) - \nabla \mathrm{U}(\mathrm{x},\mathrm{r}) = 0 , \tag{5}$$

$$\Delta \mathrm{U}(\mathrm{x},\mathrm{r}) = \frac{4}{9}\mathrm{n}(\mathrm{x},\mathrm{r}), \tag{6}$$

где $$\vec{\Gamma}(\mathrm{x},\mathrm{r}) = \mathrm{n}(\mathrm{x},\mathrm{r})\vec{\mathrm{V}}(\mathrm{x},\mathrm{r}) . \tag{7}$$

Связь между размерными и безразмерными величинами и операторами следующая:

$$\vec{\mathbf{r}} = \mathbf{L}\vec{\mathrm{r}} , \ \mathbf{x} = \mathbf{L}\mathrm{x} , \ \mathbf{r} = \mathbf{L}\mathrm{r} , \ \vec{\mathbf{\Gamma}} = \mathbf{n}_0\mathbf{V}_0\vec{\Gamma} , \ \mathbf{n} = \mathbf{n}_0\mathrm{n} ,$$

$$\vec{\mathbf{V}} = \mathbf{V}_0\vec{\mathrm{V}} , \varphi = -\mathbf{U}_0\mathrm{U} , \ \nabla = \frac{1}{\mathbf{L}}\nabla \ \text{ и } \ \mathbf{\Delta} = \frac{1}{\mathbf{L}^2}\Delta ,$$

где ($\vec{\mathbf{r}}$, $\vec{\mathrm{r}}$), ($\mathbf{x}$, x), ($\mathbf{r}$, r) – – радиус-вектор, осевая и радиальная координаты; ($\vec{\mathbf{\Gamma}}$, $\vec{\Gamma}$) – плотность потока; ($\vec{\mathbf{V}}$, $\vec{\mathrm{V}}$) – скорость; (φ, U) – потенциал. Масштбы скорости и концентрации определяются так:

$$\mathbf{V}_0 = \sqrt{\frac{2\mathrm{e}\mathbf{U}_0}{\mathrm{m_i}}} , \ \mathbf{n}_0 = \frac{9\varepsilon_0\mathbf{U}_0}{4\mathrm{e}\mathbf{L}^2} . \tag{8}$$

Одномерные решения системы уравнений (5) – (7) с граничными условиями (1) – (3) имеют следующий вид:

$$\mathrm{U} = \mathrm{x}^{4/3}, \ \mathrm{V_x} = \mathrm{x}^{2/3}, \ \mathrm{V_r} = 0 , \ \mathrm{n} = \mathrm{x}^{-2/3} . \tag{9}$$

Сложность построения двумерной модели обусловлена нелинейностью уравнения (5) относительно переменных, входящих в уравнения (4) и (6). В первом приближении, учитывая только линейные поправки к решениям (9), система уравнений (5) – (7) может быть приведена к виду:

$$\frac{\partial(\mathrm{nV_x})}{\partial \mathrm{x}} + \frac{1}{\mathrm{r}}\frac{\partial}{\partial \mathrm{r}}(\mathrm{rnV_r}) = 0 , \tag{10}$$

$$2V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial x},\ V_x = U^{1/2}, \quad (11)$$

$$2V_x \frac{\partial V_r}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial r}, \quad (12)$$

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial U}{\partial r}\right) = \frac{4}{9}n. \quad (13)$$

Подстановка (10) в (12) с учетом (9) в первом приближении приводит к выражению:

$$x^{2/3}\frac{\partial}{\partial x}\left(x^{2/3}\frac{\partial\left(Ux^{-4/3}+2nx^{2/3}\right)}{\partial x}\right)+ \\ +\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial U}{\partial r}\right)=0 \quad (14)$$

Таким образом, уравнения (13) и (14) образуют замкнутую систему, решения которой могут записываться в виде:

$$U(x,r) = x^{4/3} + \sum_{k=0}^{\infty} U_k(r)x^{5/3+2k}, \quad (15)$$

$$n(x,r) = x^{-2/3} + \sum_{k=0}^{\infty} n_k(r)x^{-1/3+2k}. \quad (16)$$

Можно показать, что при подстановке (16) в (13) неучет величин n_k, начиная с $k=1$ приводит к относительной погрешности

$$\delta U_1 \approx 0.026 \text{ при } \delta U_{k+1} << \delta U_k. \quad (17)$$

Иначе говоря, влияние неодномерности распределения n на распределение U является существенно более слабым, чем обратное влияние.

Пренебрежение начальной дисперсией по скоростям приводит к решению, в котором существует четкая граница между областью ионного пучка и вакуумом. С учетом (17), эту границу можно считать цилиндрической поверхностью с радиусом, равным радиусу отверстия ЭЭ $\mathbf{R_0}$ (безразмерный – $R_0 = \frac{\mathbf{R_0}}{\mathbf{L}}$), а уравнение Лапласа записать так:

$$\Delta U(x,r) = \begin{cases} \frac{4}{9}\left[x^{-2/3} + n_0(r)x^{-1/3}\right], r \le R_0 \\ 0, R_0 < r \le R \end{cases}, \quad (18)$$

где $R = \frac{R_0}{\sqrt{\xi}}$ и ξ – коэффициент прозрачности (отношения площади отверстий к полной площади) ЭЭ.

Решения уравнения (18) можно искать в виде:

$$n_0(r) = \sum_{k=1}^{K} N_k \Phi_k(r), \quad (19)$$

$$U(x,r) = x^{4/3} + \sum_{k=1}^{K} u_k(x)\Phi_k(r),\ r \le R_0, \quad (20)$$

$$U(x,r) = \sum_{n=0}^{N} v_n(x)\Psi_n(r),\ r > R_0, \quad (21)$$

где:

$$\Phi_k(r) = \frac{I_0(\alpha_k r)}{I_0(\alpha_k R_0)} \text{ и}$$

$$\Psi_n(r) = \frac{I_1(\beta_n R)K_0(\beta_n r) + K_1(\beta_n R)I_0(\beta_n r)}{I_1(\beta_n R)K_0(\beta_n R_0) + K_1(\beta_n R)I_0(\beta_n R_0)},$$

где I_0 и K_0 – модифицированные функции Бесселя первого и второго рода [2].

Считая малой толщину ЭЭ, можно записать:

$$v_n(x) = \frac{v_n}{\pi n}\sin\beta_n x,\ v_n = \text{Const},\ v_0 = 1, \quad (22)$$

$$u_k(x) = \frac{2}{5}N_k\frac{\Gamma(8/3)}{\alpha_k^{5/3}}F_{2/3}(\alpha_k x), \quad (23)$$

где Γ - гамма-функция [2], а функции $F_\nu(x)$ определены так:

$$F_\nu(x) = \frac{1}{\Gamma(\nu)}\int_0^x z^{\nu-1}\sin(z-x)dx. \quad (24)$$

Коээффициенты α_k и β_n должны выбираться таким образом, чтобы выполнялись граничные условия (1) и (2):

$$\beta_n = \frac{\mathbf{L}}{\mathbf{L}_0}\pi n, \quad F_{2/3}(\alpha_k) = 0, \quad (25)$$

где $\mathbf{L}_0$ – длина МП, исключая толщины электродов.

Коэффициенты v_n и N_k должны выбираться такими, чтобы выполнялись граничные условия (1) и (2) а также обеспечивалась неразрывность потенциала и радиальной проекции напряженности поля на границе пучка.

На рис. 1 и 2 показаны распределения потенциала и радиальной проекции напряженности поля вдоль “границы” ионного пучка. Цифрами 0 и 1 обозначены, соответственно, решения для области вакуума и пучка.

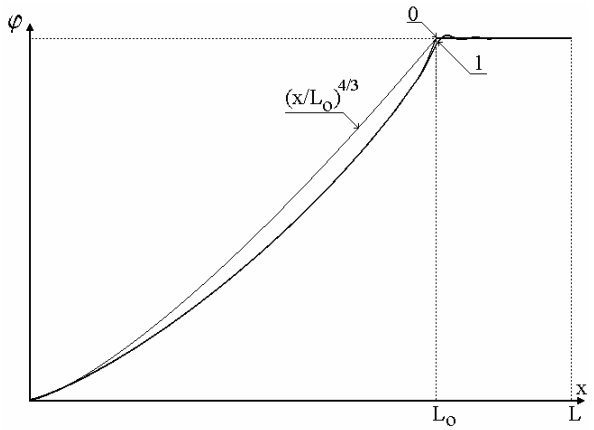


Рис. 1. Распределение потенциала вдоль “границы” ионного пучка

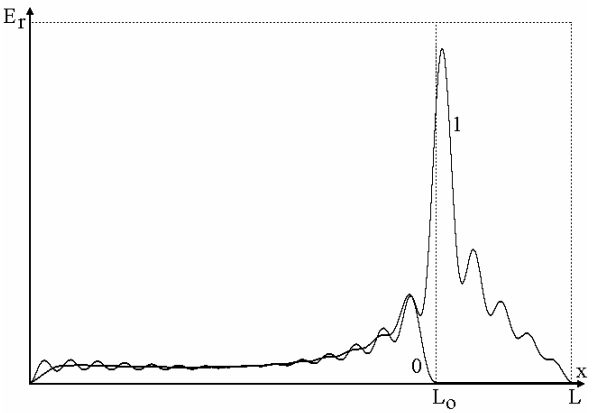


Рис. 2. Распределение электрического поля вдоль “границы” ионного пучка

Кроме того, на рис. 1 для сравнения показано “одномерное” решение.

На рис. 3 показаны линии равных потенциалов.

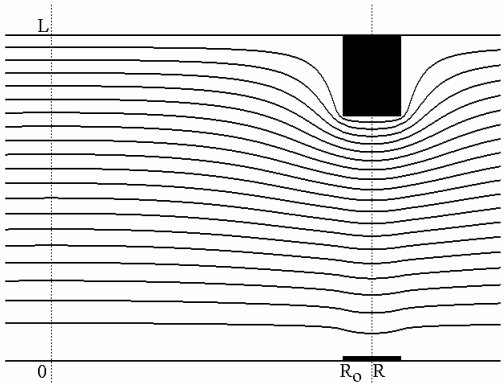


Рис. 3. Распределение потенциала в межэлектродном промежутке

Точка $\mathbf{x} = \mathbf{L}_0$, $\mathbf{r} = \mathbf{R}_0$ – внутренняя кромка УЭ является особой для величины E_r – значение этой величины зависит от направления приближения к этой точке. В численном решении это приводит к заметному несовпадению кривых 0 и 1 на рис. 2 в области этой точки с размером порядка $\mathbf{L}_0 / \mathrm{N}$. Конечность числа слагаемых в (20), (21) приводит также к осцилляциям полученных решений (Рис. 2) с шагом того же порядка.

Заключение

Полученное распределение потенциала в МП ИОС ПИД может быть в дальнейшем использовано для расчета распределения концентрации и скорости течения ионов с использованием приведенных в работе уравнений.

Литература

1. Гришин С.Д., Лесков Л.В., Козлов Н.П. Электрические ракетные двигатели.- М.: Машиностроение, 1975.- 273 с.

2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров.- М.: Наука, 1984.- 315 с.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет “ХАИ” им. Н.Е. Жуковского, г. Харьков; д-р физ-мат. наук, зам. директора В.И. Терешин, Институт физики плазмы ННЦ «ХФТИ», г. Харьков.

УДК 621.436

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕНА В БЕЗНАКАЛЬНОМ ТЕРМОЭМИССИОННОМ КАТОДЕ

П.А. Дыбский, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., А.В. Лоян, канд.техн.наук, ст. науч. сотр., Н.Н. Кошелев, ст. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков, Украина

Введение

Одним из ключевых моментов при проектировании БНК является определение температурных полей, возникающих при работе катода. Соответствующая краевая задача в условиях, когда происходит теплопередача излучением в открытых и замкнутых полостях, ограниченных диффузно-серыми поверхностями, степень черноты которых зависит от температуры, является нелинейной и нестационарной. Точное решение может быть найдено только для областей канонической формы (см., например, [1]). Для решения прикладных задач необходимо воспользоваться численными методами, среди которых большое распространение получил метод конечных элементов (МКЭ). Численному моделированию теплообмена в отдельных элементах БНК были посвящены работы как отечественных, так и зарубежных авторов (см. библиографию в работах [2 - 4]).

Целью данной работы является разработка конечно-элементной (КЭ) модели для проведения численного анализа теплообмена всей конструкции катода.

Конечно-элементная модель катода

Задача теплообмена в безнакальном термоэмиссионном катоде была решена с помощью программы МКЭ ANSYS™. Моделирование было осуществлено в осесимметричной постановке. Типовое разбиение на конечные элементы исследуемой области показано на рис. 1. Степень дискретизации области предварительно определялась с помощью тестовых задач об излучении, для которых существует аналитическое решение [1]. КЭ модель катода, использованная при моделировании, включала в себя порядка 2000 четырехугольных линейных изопараметрических КЭ с общим количеством примерно 3000 узлов, точное значение которых зависит от конструктивных особенностей катода.

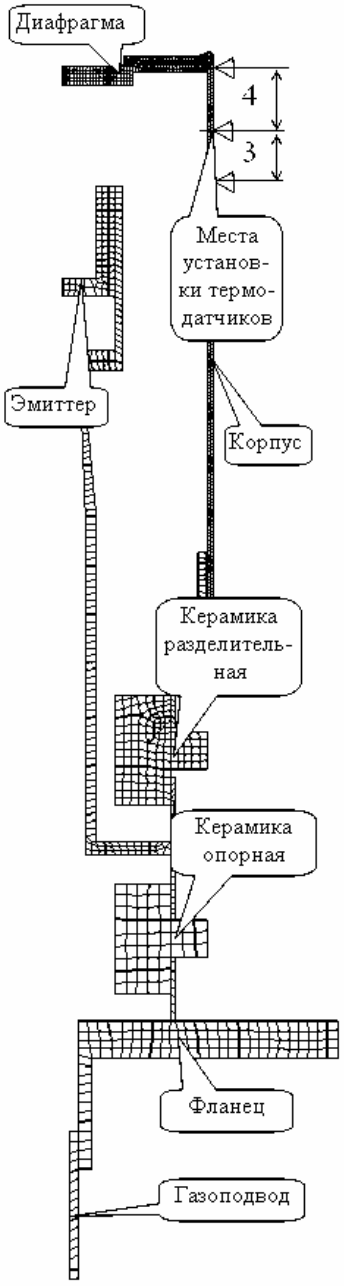


Рис. 1. КЭ модель катода

Основные режимы работы катода и соответствующие им интервалы времени, отсчитанные от момента включения катода, приведены в таблице.

Таблица

Основные режимы работы катода

№	Наименование режима	Время
1	Включение катода	0 сек
2	Разогрев газа в полости и диафрагменной области (7000°K)	от 0.001 сек
3	Разогрев эмиттера (40Вт)	от 0 до 90 сек
4	Стационарный режим эмиттера 25Вт	от 90 сек до выключения

При моделировании были рассмотрены следующие виды теплообмена:

- подвод тепла тепловым потоком заданной суммарной мощности через поверхность эмиттера;
- подвод тепла радиационным излучением в диафрагменной области;
- подвод тепла путем конвективного теплообмена между рабочим телом заданной температуры и диафрагмой;
- теплообмен излучением внутри катода;
- отвод тепла излучением в окружающую среду заданной температуры;
- отвод тепла в рабочее тело заданной температуры через внутреннюю поверхность газоподвода.

Значения теплофизических свойств материалов катода были взяты из различных источников [5, 6, 7]. Степень черноты диффузно-серых поверхностей, как правило, зависит от температуры. Для материалов катода в первом приближении были использованы данные из справочного пособия [5] (см. рис. 2).

Однако следует учитывать возможные изменения этих характеристик, вызванные условиями работы конкретного изделия. В нашем случае это разложение остаточных углеводородов, а также химическое соединение волфрамовых и молибденовых сплавов с примесями кислорода и азота, присутствующими в рабочем теле, газе ксеноне. В результате образуется сажа и оксинитридные пленки, что, как известно, приводит к увеличению степени черноты поверхности. В данной работе коррекция этих зависимостей проводилась путем введения коэффициентов, которые определялись на основании сравнения результатов численного моделирования и экспериментальных измерений.

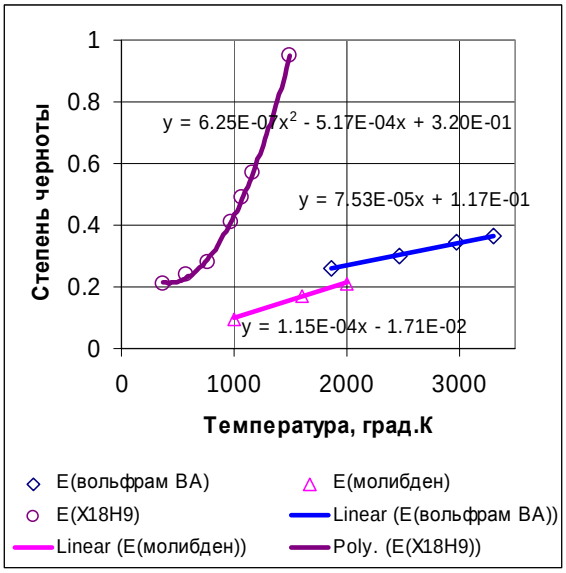


Рис. 2. Степень черноты материалов катода

Другим важным фактором, существенно влияющим на распределение температуры и ее временную зависимость, является тепловой поток, проходящий через эмиттер во время работы катода. Определение изменения теплового потока через эмиттер было также одной из задач данного исследования.

Результаты моделирования

Функции зависимости суммарной мощности теплового потока от времени, принятые на данном этапе исследования, показаны на рис. 3.

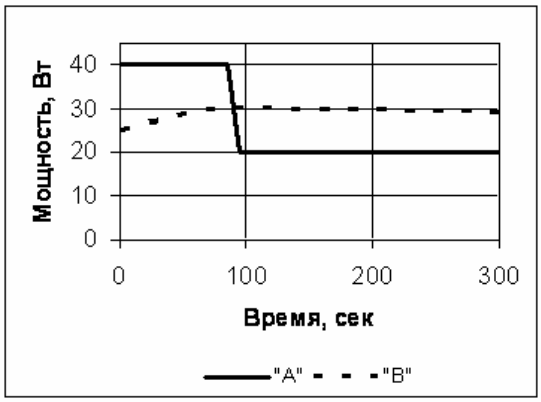


Рис. 3. Изменение мощности теплового потока

Температурное поле стационарного режима работы катода для теплового потока «В» показано на (рис. 4).

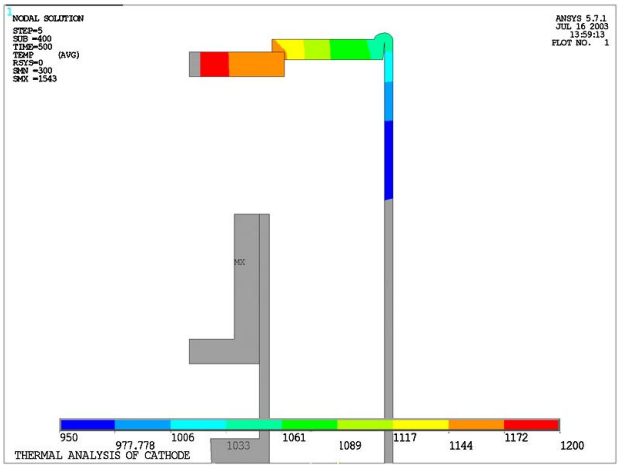


Рис. 4. Температурное поле в стационарном режиме

На рис. 5 сравниваются результаты численного моделирования и экспериментальных измерений температуры поверхности корпуса катода, полученной в точках установки термопар (рис. 1). Случай «А» соответствовал тепловому потоку «А» и значениям 0.3, 0.7, 0.8 степени черноты для стали Х18Н9, молибдена и вольфрама (ВА) соответственно. Случай «В» - тепловой поток «В», степень черноты стали такая, как на Рис. 2, взятая с коэффициентом 1.5.

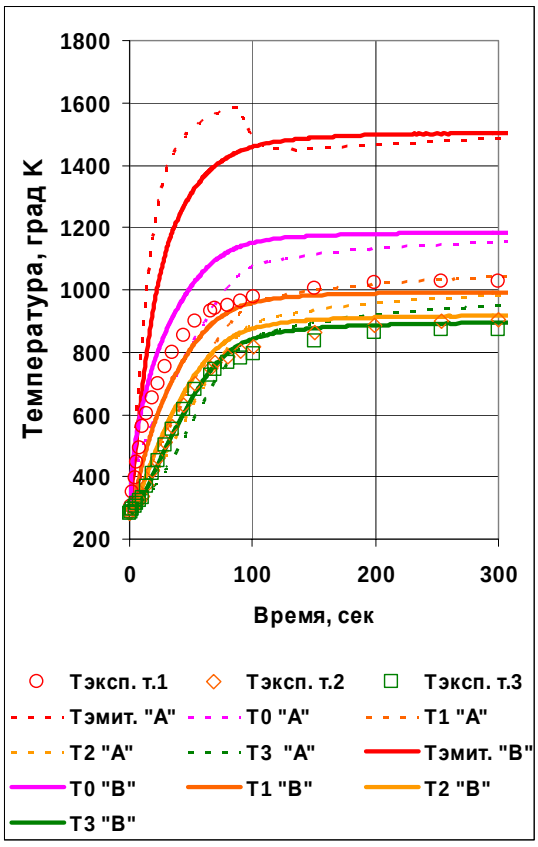


Рис. 5. Изменение температуры в точках измерения

Выводы

В работе продемонстрирована возможность адекватного численного анализа сложной прикладной нелинейной нестационарной задачи радиационного теплообмена с помощью МКЭ.

Необходимо уточнение теплофизических свойств материалов, в частности значений степени черноты, которые, как показали исследования, существенно влияют на тепловые потоки при нестационарных режимах. При этом следует учитывать зависимость характеристик материала от спектрального состава излучения.

Литература

1. Зигель Р., Хауэлл. Дж. Теплообмен излучением. - М.: Мир, 1975.– 938 с.

2. Modern Trends of Electric Propulsion Activity in Russia / V. Kim, V. Garkusha, V. Murashko, G. Popov, V. Tikhonov // Proceedings of 26th IEPC conference, Japan.- 1999.- P. 27-32.

3. Nishida M., Tahara H. An Overview of Electric Propulsion Activities in Japan // Proceedings of 26th IEPC conference, Japan.- 1999.- P. 41-55.

4. Arhipov B. Heat Balance in a Neutralizer Cathode of Stationary Plasma Thruster (SPT) // Proceedings of 26th IEPC conference, Japan.- 1999.- P. 720-726.

5. Свойства и применение металлов и сплавов для электровакуумных приборов: Справочное пособие / Под ред. Р.А. Нилендера.- М.: Энергия, 1973.– 336 с.

6. Gebhart B. Heat Conduction and Mass Diffusion. - McGraw-Hill, 1993.– 634 p.

7. Мусин Р.А. Конюшков Г.В. Соединение металлов с керамическими материалами.- М.: Машиностроение, 1991.– 224 с.

Поступила в редакцию 31.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.И. Костюк, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор О.К. Морачковский, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков.

УДК 533.9.07

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРОВ ДИАФРАГМЫ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ КАТОДА В ДИАПАЗОНЕ ТОКОВ ОТ 3 ДО 5 А

М.Т. Алиева, аспирант,

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

В настоящее время очень большое внимание уделяется разработке и использованию ЭРДУ как для коррекции и ориентации орбиты, так и для маршевых задач. Однако при создании ЭРДУ на газах в настоящее время остается ряд нерешенных проблем. Одной из таких трудно решаемых на сегодня задач является создание надежных, долговечных и экономичных катодных узлов.

Катод, как источник электронов, играет определяющую роль в организации рабочих процессов получения и ускорения плазмы, ионов и нейтрализации практически во всех современных типах ЭРД. Именно поэтому они в большей степени определяют стабильность параметров и диапазон устойчивой работы ЭРД, ресурс и надежность, динамические характеристики (время и число запусков) и заметно влияют на энергетическую и газовую эффективность и эксплуатационные свойства двигателей в целом.

Наиболее остро в настоящее время стоит проблема по созданию катодов для маломощных ЭРД нового поколения в диапазоне токов разряда 0,5…5 А, поскольку при решении данной задачи приходится увязывать противоречивые требования по обеспечению высокой энергетической экономичности, длительных (до 10^4 часов) ресурсов работы, уменьшению габаритов и массы.

Среди разрабатываемых типов катодов одним из наиболее перспективных является безнакальный полый катод (БНК). В настоящее время наиболее перспективной с точки зрения энергозатрат и ресурса является схема катода, совмещающая следующие свойства:

- подача плазмообразующего газа непосредственно через рабочую полость с образованием положительного (по отношению к эмиссионной поверхности) столба плазмы [1], в результате чего снижается разрядное напряжение, и улучшаются эмиссионные свойства поверхности благодаря эффекту Шоттки в процессе термоэлектронной эмиссии [2];

- наличие диафрагмы [3], при которой требуемое давление плазмообразующего газа достигается при меньшем его расходе;

- использование активирующего вещества для улучшения эмиссионных свойств [4] в результате снижения работы выхода электронов;

Основными параметрами, характеризующими эффективность работы БНК рассматриваемого типа, являются [5]:

1. Ток разряда - $I_р$, А.

2. Ресурс - τ, ч.

3. Удельные энергетические затраты -

$$C_{эн} = \frac{W}{I_р} = \frac{I_р U_{оп}}{I_р} = U_{оп}, \text{ Вт/А.}$$

4. Газовая эффективность –

$$C_г = \frac{I_р}{\dot{m}(\text{экв А})} = \frac{I_р m_{р.т.}}{e\dot{m}}, \text{ эл./атом.}$$

5. Рабочая температура катода - $T_к$, К.

6. Критерий добротности - $K_э = \frac{\Delta G_э}{I_р \tau}$, кг/Кл.

7. Время запуска - $\tau_{зап}$, с.

8. Стабильность параметров.

9. Эксплуатационные свойства, габаритные размеры и вес, технологичность, стоимость и др.

Постановка задачи

Основная задача проводимых исследований БНК – улучшение основных электрических, газодинамических параметров и ресурсных характеристик. В результате экспериментальной отработки БНК возникает ряд

трудностей связанных с оптимизацией основных геометрических размеров катода с учетом различных режимов его работы. Одним из узлов влияющих на ресурс катода, а, следовательно, и ЭРД является диафрагменный узел. Известно, что в процессе работы катода одним из наиболее подверженных эрозии узлов является диафрагма. Поэтому была сделана попытка повышения ресурса методом увеличения ее толщины. Что повлекло за собой необходимость оптимизации параметров диафрагменного узла. Данная работа посвящалась решению этой задачи для диафрагменного узла БНК, работающего в диапазоне токов от 3 до 5 А и расходах от 0,1 до 0,4 мг/сек. Был проведен ряд экспериментов по определению наиболее благоприятных размеров диафрагмы. Для проведения работы была спроектирована экспериментальная модель катода максимально соответствующая реальному изделию (рис. 1). Для этого использовались металлокерамический узел (МКУ), блоки экранов, эмиттер идентичные реальным моделям. Для проведения необходимых исследований был изготовлен ряд диафрагм толщиной 2 мм с отверстиями ∅0,6; 0,8; 0,9; 1.

Рис. 1. Модель катода

Оборудование

Эксперимент проводился на высоковакуумном стенде включающим в себя камеру объемом 2,5 $м^3$, форвакуумный насос типа ВН-6, два высоковакуумных насоса ТМН и ВА-8. Предельный вакуум в камере при выключенном катоде составлял $3*10^{-7}$ мм рт. ст. В процессе эксперимента предусматривалось измерение давления в полости катода, температуры корпуса и напряжение между катодом и анодом. Показания разрядного тока и напряжения измерялись с помощью приборов типа М253, показания с термопары типа ТХА снимались на цифровой вольтметр В7-28. Давление в полости измерялось индивидуально тарированными датчиками давления ИКД27ДФ0,25 №1210160 и ИКД 6ДТф-0,016 №0904089. Схема СХПРТ представлена на рис. 2.

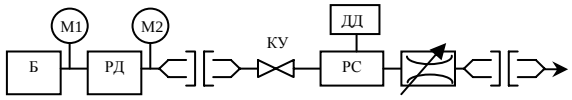


Рис. 2. Схема СХПРТ

Измерение величины массового расхода вычислялось по формуле:

$$\dot{m} = \frac{V}{RT} \cdot \frac{\Delta P}{\Delta \tau},$$

где $\frac{V}{R} = \text{const}, \quad T \approx \text{const} = 293K, \quad \Delta P = fix$

Результаты эксперимента

Для увеличения достоверности получаемой информации измерения ВАХ проводились несколько раз. Очевидно некоторое расхождение данных для различных запусков. Это можно объяснить как изменением состояния эмиссионной поверхности, так и погрешностью измерения расхода через катод. Поэтому для количественного сравнения ВАХ при различных расходах строилась среднестатистическая характеристика для каждого расхода (рис. 3-6).

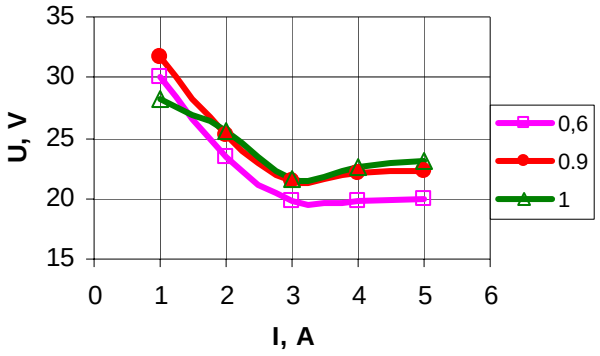


Рис. 3. ВАХ для ṁ =0,4 мг/сек

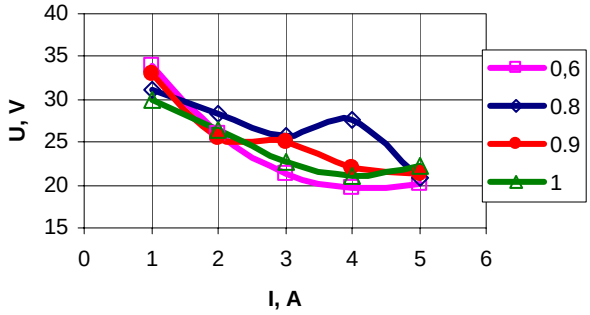


Рис.4. ВАХ для ṁ =0,3 мг/сек

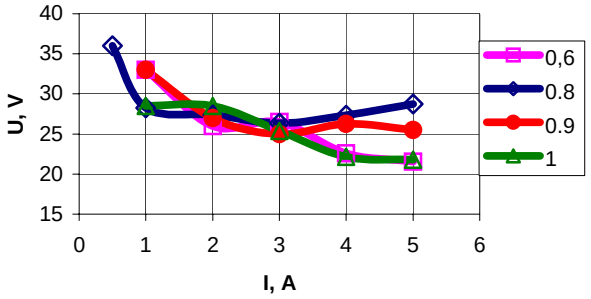


Рис. 5. ВАХ для ṁ =0,2 мг/сек

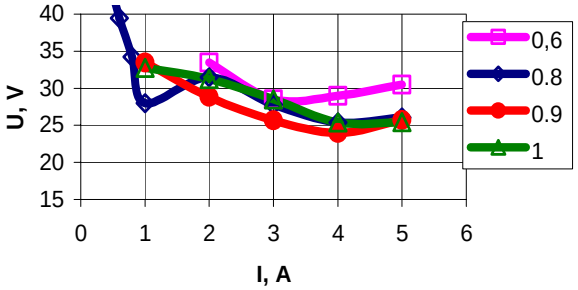


Рис. 6. ВАХ для ṁ =0,1 мг/сек

Немаловажным фактором, влияющим на параметры работы катода, является давление в полости (рис. 7).

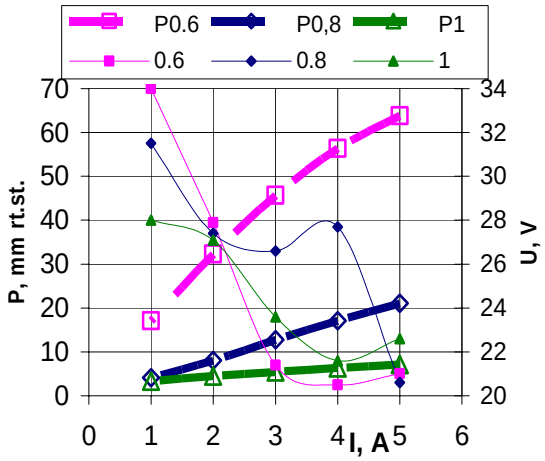


Рис. 7. Давление в полости катода при ṁ =0,3 мг/сек

Выводы

Анализ представленной информации показывает, что в области токов от 3 до 5 А при ṁ =0,2; 0,3; 0,4 мг/сек оптимальной диафрагмой можно считать диафрагму с отверстием 0,6 мм.

Очевидно, что работа не является законченной с точки зрения объяснения физических процессов и требует своего дальнейшего продолжения.

Литература

1. Trindade A.R. Etude de mecanismes de fonctionement des cathodes creuses eu regime d'arc // These d'etat. Orsay, l970.- P. 70.

2. Спроул Р. Современная физика.- М.: Наука, 1974.- 591 с.

3. Приданцев В.Ф. Исследование характеристик разряда с полым катодом // Проблемы высокотемпературной техники: Сб. науч. тр.– Днепропетровск: ДГУ, 1979.- С. 111 - 118.

4. Термоэлектронные катоды / ГА. Кудинцева, А.И. Мельникова, А.И. Морозов, Б.П. Никонов.- М.-Л.: Энергия, 1966.- 368 с.

5. Архипов Б.А. Исследование и разработка катодов нового поколения для стационарных плазменных двигателей (СПД): Автореф. дис… д-ра техн. наук: 05.07.10 / МАИ.- М., 1998.- 45 с.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р физ.-мат. наук, проф. В.И. Терешин, ИПФ ННЦ ХФТИ, г. Харьков.

УДК 621.3.032.21

МЕТАЛЛОПОРИСТЫЕ ПРОПИТАННЫЕ W-Re КАТОДЫ ЭРД

А.А. Таран, доц., зав. каф.,
А.И. Оранский, проф., вед. науч. сотр.,
Н.В. Белан, проф., декан факультета,
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ»,
г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

В электрических ракетных двигателях (ЭРД) космических аппаратов необходима нейтрализация объемного заряда и тока истекающих ионных пучков в ионных двигателях, а также в плазменных двигателях с анодным слоем [1]. В наиболее эффективных нейтрализаторах на основе полого катода используются либо гексаборидлантановые, либо металлопористые пропитанные катоды (МПК), позволяющие получать плотность тока эмиссии $j \geq (0{,}7 \div 1)$ А/см^2 при минимальной энергетической цене электрона. В связи с этим актуальными являются создание новых модификаций МПК для работы в полом катоде ЭРД и изучение особенностей их работы.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

В качестве активных веществ, обеспечивающих эмиссию МПК, применяют вольфраматы, алюминаты и алюмосиликаты бария и кальция. Губка катодов обычно изготовляется из вольфрама или из сплава вольфрама с молибденом. Наиболее высокоэмиссионное вещество представляет собой алюминат состава $(4\text{-}x)\ BaO{\cdot}xCaO{\cdot}Al_2O_3$, где $0 < x \leq 2$. В [2] изучены свойства этого алюмината бария–кальция и показано, что все составы многофазны; причем с увеличением CaO в алюминате до получения состава $3{,}0BaO{\cdot}1{,}0CaO{\cdot}Al_2O_3$ наряду с образованием других фаз происходит образование твердого раствора. Подтверждено также, что содержание оксида кальция, соответствующее значению $x = 0{,}6$, повышает в два раза плотность тока эмиссии катодов по сравнению с эмиссией для катодов, пропитанных составом $3{,}0BaO{\cdot}1{,}0CaO{\cdot}Al_2O_3$.

В настоящее время в качестве активного вещества МПК находит широкое применение алюминат $3{,}0BaO{\cdot}0{,}5CaO{\cdot}Al_2O_3$. Проведенные исследования МПК с матрицей из вольфрама, пропитанной указанным выше алюминатом, показали, что в непрерывном режиме токоотбора плотность термоэмиссионного тока при $T = 1300$ К составляет величину $j \approx (0{,}9–1{,}0)$ А/см^2 [2]. По патенту [3] предлагается для уменьшения времени активирования и увеличения плотности тока эмиссии использовать в качестве губки, в частности, сплав 85–65% вольфрама с 15–35% рения. Можно ожидать, что использование в МПК губки, в которой процентное содержание рения будет превышать процентное содержание вольфрама, может способствовать увеличению термоэмиссионного тока за счет образования высокоэмиссионных фаз ренатов бария. Представляет интерес исследовать такой МПК в импульсном режиме токоотбора, так как вообще сведения об импульсной эмиссии такого типа катодов весьма ограничены.

Цель исследований

Целью работы являлись:

1) разработка методики получения МПК с губкой, которая представляет собой сплав 75% масс. Re и 25% масс. W, а эмиссионно-активное вещество – алюминат $3BaO{\cdot}0{,}5CaO{\cdot}Al_2O_3$;

2) изучение эмиссионных свойств такого МПК в импульсном режиме токоотбора как для катодов с нормальной пропиткой, так и с избытком эмиссионно–активного вещества.

Результаты исследований и их обсуждение

Для получения губки эмиттера использовался порошок вольфрама фракции А и порошок рения водородного восстановления. Перед смешиванием вольфрам и рений отжигались в водородной печи при температуре 1930 К и 2060 К соответственно, измельчались и просеивались через сито из сетки 050 (размер ячейки 5 мкм). Губка прессовалась при давлении 1,08 МПа и затем спекалась при температуре 1780 К. Для синтеза алюмината бария–кальция использовались карбонаты бария и кальция и алюминиевая пудра. Паста активной смеси (в качестве связующего использовался этиленгликоль) наносилась шпателем на поверхность эмиттера. Пропитка эмиттера осуществлялась в водородной печи со ступенчатым подъемом температуры до 2040 К и выдержкой при ней в течение трех минут. Полнота и качество проверялись визуально с последующим взвешиванием. Пористость образцов составляла 20 %. Исследовались катоды как с нормальным, так и избыточным запасом эмиссионно–активного вещества.

Термоэмиссионные свойства катодов (цилиндров диаметром и высотой 4 мм) исследовались в диодной системе, размещенной в вакуумной камере, которая откачивалась магниторазрядным насосом НОРД-100. Нагрев катодов осуществлялся танталовым подогревателем. Анод представлял собой танталовую пластину, расстояние между катодом и анодом – 2 мм. Измерения проводились в режиме импульсного токоотбора. При этом максимальное вытягивающее напряжение достигало 7,5 кВ, длительность импульса τ могла изменяться от 5 мкс до 2,7 мс, а частота посылок υ – от 0,5 до 200 Гц. Работа выхода электрона определялась по методу полного тока с погрешностью ± 0,04 эВ.

Необходимо отметить, что поведение катодов с нормальной пропиткой существенно отличается от поведения МПК с избытком эмиссионно–активного вещества. Эти отличия проявляются в температуре и времени активирования катодов, виде вольт–амперных характеристик, значениях плотности термоэмиссионного тока и работы выхода электрона, скорости испарения компонентов катода, а также в отличающихся друг от друга эффектах при увеличении длительности импульса напряжения и частоты посылок импульсов.

Рассмотрим вначале эмиссионные свойства МПК с нормальной пропиткой. После достижения предельного вакуума (давление $p \sim 10^{-5}$ Па) проводилось активирование катодов при Т = 1473 К. Через 3,5 ч отжига установилось стабильное значение плотности термоэмиссионного тока. Вольт–амперные характеристики (ВАХ) в исследованном температурном диапазоне имели обычный вид и характеризовались при этом нормальным эффектом Шоттки. Значения максимальной плотности j_{max} термоэмиссионного тока и работы выхода электрона φ (при τ = 5 мкс и υ = 1 Гц) приведены в таблице.

Таблица

Эмиссионные свойства МПК с нормальной пропиткой

Температура Т, К	j_{max}, А/см^2	φ, эВ
1173	0,24	2,06
1273	2,16	2,01
1373	5,68	2,07
1473	12,24	2,14

Отметим, что проведенные значения j_{max} и φ не изменялись, как минимум, в течение 50 ч отжига при Т = 1473 К.

В дальнейшем проводились исследования по влиянию увеличения длительности и частоты посылок импульса высокого напряжения на эмиссионные свойства МПК.

При Т = 1373 К увеличение длительности импульса τ от 5 до 500 мкс приводит к росту φ от 2,07 до 2,21 эВ. Однако дальнейшее увеличение τ до 2,7 мс приводит к росту термоэмиссионного тока и снижению φ до 1,95 эВ (при частоте посылок υ = 1 Гц). Увеличение υ до 200 Гц при максимальной длительности импульса позволило получить j_{max} = 17,1 А/см^2 (φ = 1,94 эВ).

Возврат к температуре Т = 1173 К характеризуется работой выхода электрона φ = 2,21 эВ; при Т = 1473 К φ = 2,37 эВ, т.е. токоотбор при максимальных τ и υ

привел к деградации эмиссионных свойств МПК. Отдельно проведенные эксперименты показали, что полное восстановление эмиссионных свойств катодов возможно после выдержки при T = 1473 К в течение (2÷2,5) ч.

При T = 1173 К увеличение τ до 2,7 мс при υ = 1 Гц приводит к снижению φ от 2,21 до 2,18 эВ, а последующее увеличение υ до 200 Гц приводит не к снижению φ, как при T = 1373 К, а к росту φ до 2,28 эВ.

После этих испытаний работа выхода при 1273 К составляла 2,19 эВ (рост на 0,18 эВ в сравнении со стабильным уровнем). В дальнейшем при T = 1273 К: для τ = 2,7 мс и υ = 1 Гц φ = 2,14 эВ; для τ = 2,7 мс и υ = 200 Гц φ = 2,29 эВ. При T = 1473 К увеличение τ при υ = 1 Гц приводит к росту φ до 2,31 эВ, а при υ = 200 Гц φ = 2,23 эВ.

Таким образом, влияние увеличения длительности импульса от 5 мкс до 2,7 мс (в 540 раз) проявляется по-разному в зависимости от температуры катода: при 1173 и 1273 К φ увеличивается; при 1373 К φ увеличивается до 2,21 эВ и в дальнейшем падает до 1,95 эВ; для 1473 К φ только увеличивается.

При максимальной длительности импульса увеличение υ до 200 Гц способствует росту φ при 1173 и 1273 К и снижению φ при 1373 и 1473 К.

В дальнейшем после прогрева при 1573 К в течение 65 ч проведенные измерения показали, что имеет место необратимая потеря эмиссионных свойств МПК: работа выхода изменяется от 2,56 эВ при 1173 К до 2,57 эВ при 1573 К (прежняя температурная зависимость работы выхода отсутствует).

Следующим этапом работы было исследование МПК с избытком эмиссионно-активного вещества.

Первой отличительной особенностью этих катодов была невозможность получать ВАХ при температурах выше 1283 К. Дело в том, что начиная с этой температуры при минимальной частоте посылок υ = 0,5 Гц и минимальной длительности импульса τ = 5 мкс имеет место скачкообразное увеличение плотности тока эмиссии до значения j = 62 А/см^2 при разности потенциалов между катодом и анодом, равной U_a = 1 кВ.

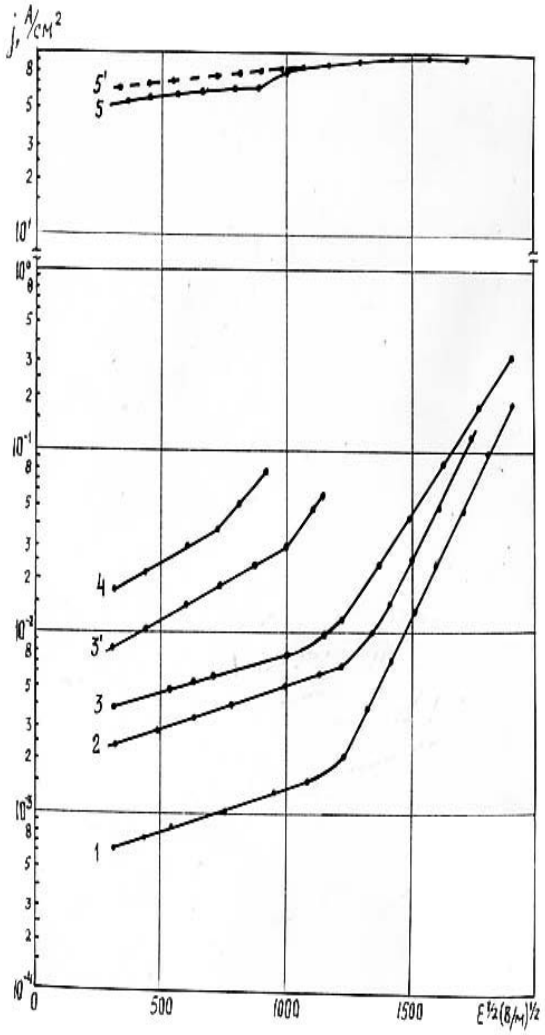
В связи с этим, очевидно, можно предположить, что между катодом и анодом возникает разряд в парах продуктов испарения активного вещества катода. Увеличение анодного напряжения при этом не приводит к существенному увеличению разрядного тока. Отметим также, что токовый сигнал характеризуется постоянным участком (столом импульса) длительностью 5 мкс только до вытягивающих напряжений, равных U_a = 1 – 1,5 кВ; при дальнейшем увеличении U_a форма сигнала искажается, наблюдаются колебания стола импульса. Непосредственной причиной разряда может быть искрение катода и тепловой пробой в парах эмиссионно–активного вещества.

Переход работы катода в режим разряда можно осуществить и при минимальной рабочей температуре, равной 1173 К. Для этого необходимо увеличить частоту посылок импульса до 30 Гц. Чтобы понять природу возникающего разряда между катодом и анодом, в рабочую камеру производился напуск воздуха до давления 10^{-2} Па. Величина разрядного тока, как оказалось при этом, не зависит от величины давления остаточной атмосферы. При увеличении давления до ~ 10^{-1} Па разряд сохраняется даже при понижении температуры катода до 1050 К.

Второй отличительной особенностью МПК с избытком эмиссионно–активного вещества является довольно своеобразное активирование катодов. В связи с возможным возникновением разряда между катодом и анодом активирование проводилось при 1173 К. Плотность термоэмиссионного тока возрастала от $1{,}6\cdot10^{-3}$ до $1{,}8\cdot10^{-2}$ А/см^2 в течение 12 ч, а затем в течение 4 ч наблюдался спад эмиссионной активности до значений, несколько меньших даже первоначального уровня, в дальнейшем опять наблюдался рост эмиссионного тока в течение 8 ч до стабильного уровня, равного $2{,}6\cdot10^{-2}$ А/см^2 (при U_a = 5 кВ), что соответствует φ = 2,28 эВ. Таким образом, полное время активирования этих катодов составляет 24 ч, а работа выхода электрона после активирования имеет

значение, превышающее на 0,22 эВ работу выхода МПК с нормальной пропиткой.

Третьей отличительной особенностью МПК с избытком эмиссионно–активного вещества, является наличие ВАХ с аномальным эффектом Шоттки. На рис. приведены зависимости плотности термоэмиссионного тока от $\sqrt{E}$, где E = U_a/d – напряженность электрического поля, d – расстояние между катодом и анодом.



Вольтамперные характеристики МПК с избытком эмиссионно–активного вещества. Т, К:

1 – 1050,
2 – 1193,
3 – 1223,
3′ – 1223 (после прогрева при Т = 1573 К),
4 – 1273,
5 – 1173 (при разряде),
5′ – 1223 – 1573 (при разряде)

Участки аномального эффекта Шоттки проявляются начиная с 1,5 – 2 кВ в температурном диапазоне от 1150 до 1223 К (кривые 1 – 3) и с U_a = 1 кВ при 1273 К (кривая 4). Здесь же приведены разрядные кривые 5 и 5′ для температуры 1173 К и для диапазона температур 1273 – 1573 К, соответственно. Величина разрядного тока находится в диапазоне от 51 до 93 А/см^2.

После отжига при Т = 1573 К в течение 2 ч имеет место смещение ВАХ, полученных при Т ≤ 1223 К, в область бóльших значений j (см., например, кривую 3′ для Т = 1223 К). Однако это повышение плотности термоэмиссионного тока было кратковременным и в течение ~ 2 ч происходило снижение j до величин, измеренных ранее (кривые 1 – 3).

Одной из причин аномального эффекта Шоттки может быть «пятнистость» эмиттера по работе выхода. Проведенные металлографические исследования МПК показывают, что после проведенных испытаний поверхность катода характеризуется существенной структурной неоднородностью и представляет собой мозаику из светлых и темных участков. Другими причинами аномального эффекта Шоттки могут быть перегрев наружного слоя оксидного покрытия проходящим через оксид током термоэмиссии, возрастание эффективной эмитирующей поверхности МПК с ростом внешнего электрического поля, а также вторичная электронная эмиссия в порах.

Если предположить, что определяющей причиной аномального эффекта Шоттки является перегрев наружного слоя оксидного покрытия, то представляется возможным провести оценку величины этого перегрева. Расчеты показывают, что для кривых 1 – 3 (см. рисунок), полученных в диапазоне температур от 1050 до 1223 К, перегрев поверхности при U_a = 6 кВ ($\sqrt{E}$ = 1732 (В/м)$^{1/2}$) составляет от 160 до 180 К.

Из вышеизложенного можно сделать вывод о том, что приведенные особенности поведения МПК с избытком эмиссионно–активного вещества могут служить реперными («опознавательными») данными для экспресс–диагностики качества пропитки губки эмиссионно–активным веществом. В случаях перехода работы катода в режим разряда, активирования катодов вначале с ростом, а затем с уменьшением термо-

электронного тока, наличия участков аномального эффекта Шоттки на ВАХ можно с большой долей уверенности утверждать, что МПК имеют избыток эмиссионно–активного вещества.

Как видно из приведенных данных, МПК с избытком эмиссионно–активного вещества имеют значительно худшие эмиссионные способности по сравнению с МПК, где имеет место нормальная пропитка. Все это говорит о неперспективности их использования в полых катодах ЭРД. Однако стоит рассмотреть возможность использования их в полом катоде в режиме установившегося разряда в парах материала катода.

Проведенные измерения скорости испарения компонентов катода $3BaO{\cdot}0{,}5CaO{\cdot}Al_2O_3$ в вольфрам–рениевой губке с нормальной пропиткой (использовался весовой метод) показали, что при T = 1573 К скорость испарения равна $G = (7{,}5 \pm 2{,}5){\cdot}10^{-8}$ кг/(м^2 с). Измеренная скорость испарения практически совпадает с таковой для пропитанного алюмосиликатного катода (см., например, [4]).

Выводы

1. Разработана методика получения МПК с вольфрам–рениевой губкой, где процентное содержание рения превосходит процентное содержание вольфрама (75% масс. Re и 25% масс. W) с эмиссионно–активным веществом $3BaO{\cdot}0{,}5CaO{\cdot}Al_2O_3$.

2. Показано, что такие МПК с нормальной пропиткой характеризуются более высокими эмиссионными свойствами по сравнению с МПК с вольфрамовой губкой. При T = 1273 К максимальная плотность термоэмиссионного тока составляет 2,16 А/см^2, что соответствует работе выхода электрона 2,01 эВ. В диапазоне температур от 1173 до 1473 К плотность термоэмиссионного тока возрастает от 0,24 до 12,24 А/см^2.

3. Исследовано влияние длительности и частоты посылок высоковольтного импульса на работу выхода электрона таких МПК. Показано, что в некоторых случаях возможна либо дополнительная активация катодов, либо полная потеря их эмиссионных свойств.

4. Изучены особенности поведения МПК с избытком эмиссионно–активного вещества. Эмиссионные свойства такого катода существенно ниже МПК с нормальной пропиткой. В процессе работы имеют место возникновение разряда в парах продуктов испарения активного вещества катода, аномальное активирование с ростом и спадом эмиссионного тока, участки аномального эффекта Шоттки на получаемых ВАХ.

5. МПК с губкой из 75% масс. Re и 25% масс. W и эмиссионно–активным веществом в случае нормальной пропитки можно рекомендовать для использования в полых катодах ЭРД.

Литература

1. Гришин С.Д., Лесков Л.В. Электрические ракетные двигатели космических аппаратов.– М.: Машиностроение, 1989.– 216 с.

2. Синтез и свойства алюминатов бария–кальция (4-x) $BaO{\cdot}xCaO{\cdot}Al_2O_3$ / Л.А. Верменко, А.Е. Зуев, Т.Н. Зуева, С.П. Ракитин // Электронная техника. Сер. Материалы.– 1984.– Вып. 3 (188).– С. 64–67.

3. Pat. 2050045 G.B. /Green M.C.– Publ.31.12.80.

4. Термоэлектронные катоды / Г.А. Кудинцева, А.И. Мельников, А.В. Морозов, Б.П. Никонов.– М.–Л.: Энергия, 1966.– 368 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р физ.-мат. наук, проф. Бастеев А.В., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р физ.-мат. наук, проф.. Терешин В.И., ИПФ ННЦ ХФТИ, г. Харьков.

УДК 629.78

ПРЯМОПРОЛЕТНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ПЛАЗМЕННОГО ИСТОЧНИКА ЭЛЕКТРОНОВ

А.В. Хитько, канд. техн. наук,

Днепропетровский национальный университет, г. Днепропетровск, Украина

Постоянное расширение круга задач, решаемых с помощью летательных аппаратов, вызывает необходимость совершенствования существующих и разработки принципиально новых двигательных установок малой тяги. Для данного периода освоения космоса характерными являются интенсивная разработка и использование микро- и наноспутников с массой от 20 до 100 кг. Их эксплуатация требует решения задач по стабилизации и коррекции орбиты КА с помощью электроракетных двигателей, способных более эффективно использовать запас рабочего тела.

Разработка ЭРДУ для микро- и наноспутников во многом определяется успехами в разработке эффективного источника электронов на токи $5 \cdot 10^{-3}$…0,5 А [1].

Анализ работ [2, 3, 6, 7] в области проектирования источников электронов ЭРДУ показал, что они разрабатывались на токи 0,5…50 А и неработоспособны в диапазоне токов микроЭРДУ.

В этой связи существует проблема разработки теоретических основ и методологии проектирования источников электронов для микроЭРДУ различных типов мощностью до 100 Вт.

Как было показано раннее [4], введение в полость классического расходного полого катода вспомогательного внутреннего разряда позволило расширить область рабочих давлений в полости сторону их уменьшения и соответственно снизить уровень тока эмиссии, при котором возможна устойчивая работа. Возникла задача рассмотрения физических процессов, которые протекают в полости плазменного источника электронов, и выполнения расчетов параметров внутрикатодной плазмы. Их знание позволит обеспечить условие самоподдержания разряда и определить основные характеристики катода, включая эмиссионные.

Задача данной статьи заключается в рассмотрении физических процессов при прямопролетном режиме работы катода, определении граничных величин давления в полости, при которых он реализуется, разработке рекомендаций по организации рабочего режима.

Экспериментально получено, что вспомогательный внутренний разряд устойчиво горит в полости начиная с давлениях 10^{-3} Торр [4]. При давлении 1 Торр исчезает влияние внутреннего разряда на эмиссионный ток катода. Поэтому рабочим, для катода со вспомогательным разрядом, следует считать диапазон 10^{-3}…1 Торр.

Рассмотрим физические процессы, которые происходят в полости катода с внутренним разрядом. Катод со вспомогательной ступенью представляет собой диод, в котором один электрод - эмиттер электронов, второй - коллектор электронов. В межэлектродном промежутке создается электрическое поле, ускоряющее электроны. Отрицательный заряд электронов компенсируется положительно заряженными ионами, образующимися благодаря ионизации рабочего тела. В нашем случае используется цезий, обладающий наименьшим потенциалом ионизации (3,89 эВ).

Полный разрядный ток представляет сумму электронного тока поверхностной эмиссии и тока возвращающихся на поверхность катода ионов, образующихся в объеме. Основным механизмом эмиссии является термоэмиссия. Пренебрежимо малы токи автоэмиссии, фотоэмиссии и вторичной эмиссии с поверхности под действием ионов и возбужденных атомов. Подробно вопрос о механизме эмиссии и о вели-

чине эффективной работы выхода в цезиевой плазме внутреннего разряда рассмотрен ранее в работе [5]. При низких давлениях (10^{-3}…10^{-2} Торр) в полости концентрация плазмы невелика и доля ионного тока в разрядном незначительна (до 10%).

Режим горения разряда является дуговым, т.к. в объеме происходит значительная генерация ионов, обеспечивающая компенсацию пространственного заряда электронов и прохождение токов высокой плотности (-10 А/см^2). Электроды внутреннего разряда плоские и их поперечные размеры значительно превосходят величину межэлектродного расстояния , которое составляет (2…3) 10^{-3} м. Давление в объеме постоянно и определяется давлением насыщения паров цезия в зоне испарения.

При низких давлениях в полости, у порога поджига внутреннего разряда (10^{-3} Торр) длина свободного пробега электронов больше межэлектродного расстояния ($L_{ie} > L_p$). Длина дебаевского экранирования мала по сравнению с межэлектродным расстоянием. В зазоре образуется плазма, которая отделена от электродов потенциальными барьерами. Заряженные частицы в плазме при этих давлениях не испытывают столкновений. Плазма называется кнудсеновской. Поскольку тепловая скорость ионов мала по сравнению с тепловой скоростью электронов, имеется тенденция к накапливанию образовавшихся ионов, увеличению концентрации плазмы и потенциала в межэлектродном зазоре.

Теория кнудсеновской дуги разработана не столь хорошо, как теория дуги в плотной плазме, поэтому она основывается на априорных допущениях, базирующихся на анализе экспериментальных данных.

В первую очередь определим граничные величины давления в полости, при которых реализуется кнудсеновский режим разряда. Поступление мощности в зону ионообразования происходит преимущественно вследствие тока первичных электронов с катода. Быстрые первичные электроны могут переходить в медленные плазменные путем ионизации атомов рабочего тела и путем термолизации при кулоновском взаимодействии с медленными плазменными электронами.

Эффективная средняя длина свободного пробега первичных электронов до ионизации атомов рабочего тела может быть определена из выражения

$$L_{ie} = 1 / N_a G_i ; \qquad (1)$$

а эффективное время ионизации соответственно

$$T_i = 1 / N_a \langle G_i V_e \rangle \qquad (2)$$

где: N_a - концентрация нейтральных атомов;

G_i - эффективное сечение ионизации;

V_e - скорость первичных электронов.

Концентрацию нейтральных частиц оценивали по параметрам насыщенного пара в зоне испарения. Потерями полного давления при движении пара от зоны испарения в полость катода пренебрегали из-за их малости. Расчеты показали, что концентрация частиц в разрядном промежутке для диапазона давлений (10^2…- 1) Торр лежит в пределах (10^{20}…10^{22}) м$^{-3}$.

Скорость первичных электронов оценивали, исходя из величины прикатодного падения потенциала, которое принимали равным потенциалу ионизации рабочего тела.

$$V_e = (e U_i / 2M_e)^{1/2}. \qquad (3)$$

Сечение ионизации считали не зависящим от энергии электронов. Принимали во внимание только прямую ионизацию и не рассматривали ступенчатую. При этом сечение для цезия брали равным - 10^{-18} м^2 [5].

Оценка эффективного времени прямой ионизации для диапазона давлений в полости (10^{-2}…10^{-1}) Торр показала, что

$$T_i \; - \; 10^{-7} \ldots 10^{-8} \text{ с.}$$

Длина и время максвелизации электронов на кулоновских столкновениях с плазменными электронами оценивалась, как

$$L_t = E_б \; / \; 2{,}5 \; 10^{-13} N_e; \qquad (4)$$

$$T_t = E_б^{\,3/2} * 10^{10} \; / \; N_e. \qquad (5)$$

Для диапазона давлений в полости (10^{-2}…10^{-1}) Торр, при условии полной ионизации атомов в полости катода время термолизации составило:

T_t - 10^{-7}... 8 10^{-9}с.

Полученные времена процессов ионизации и термолизации сравнивали с временем прямого (без столкновений) пролета быстрых электронов через разрядный промежуток от катода к аноду. Для L_p - (2...3) 10^{-3} м и температур электронов T_e- (1,4...4) эВ получим

$T_{пр}$ - (1...5) 10^{-9} с.

Анализ показал, что пролетное время быстрых электронов меньше времени термолизации и ионизации. Поэтому в кнудсеновской дуге плазменного катода электроны, эмиттированные катодом вспомогательного разряда, ускоренные на прикатодном падении потенциала, образуют пучок, который может почти без рассеяния проходить межэлектродное расстояние.

При низких концентрациях плазмы (N_a < `10^{20}м$^{-3}$, $P_к$ < 10^{-2} Торр) и соответствующих токах эмиссии (j_e < 5 А/см^2) максвелизованные электроны не играют большой роли в общем электронном токе, который переносится пучком быстрых электронов. Однако с ростом концентрации заряженных частиц и плотности тока катодный пучок успевает расплываться. В этом случае в значительной части разрядного промежутка вспомогательного разряда перенос тока осуществляется максвелизованными электронами. В кнудсеновской дуге передача энергии нейтральным атомам не существенна и основным механизмом релаксации катодного пучка являются парные кулоновские столкновения. Граничным для прямопролетного режима разряда можно считать давление в полости катода 10^{-2} Торр, выше которого длина максвелизации электронов становится меньше величины межэлектродного зазора.

Рекомендациями по организации работы плазменного катода в прямопролетном режиме, при давлениях ниже 10^{-2} Торр может служить строго определенный выбор полярности электродов вспомогательного разряда. Внутренний электрод должен быть катодом, а внешний электрод, в котором находится экстракционное отверстие, - анодом. При этом эмиттированные электроны в виде пучка, пройдя межэлектродный зазор через экстракционное отверстие, попадут во внешний объем и обеспечат эмиссионный ток плазменного катода.

Вывод. При давлениях (10^{-3}...10^{-2}) Торр в полости плазменного катода со вспомогательным разрядом реализуется прямопролетный (кнудсеновский) режим разряда. Ток переносится пучком быстрых электронов. Необходим строго определенный выбор полярности электродов.

Дальнейшие исследования прямопролетного режима необходимо направить на изучение механизма ионизации в полости катода и характера распределения напряжения вспомогательного разряда.

Литература

1. Small SPT unit development and test / Arkhipov B. et al. // 3-rd Internetional Conference Spacecraft Propalsion. Cannes, France 10-13 Oct. 2000.

2. Extending the range of SPT Operation / Arkhipov B et al. // AIAAA 96.- P. 2708.

3. Морозов А.И. Физические основы космических электрореактивных двигателей.- М.: Атомиздат, 1978.- 328 с.

4. Хитько А.В. Двухступенчатый полый катод // Современные проблемы ДЛА: Тр. 3 Всесоюз. науч.-техн. конф.- М.: МАИ, 1986.- 620 с.

5. Термоэмисионные преобразователи и низкотемпературная плазма / Под ред. Б.Я. Мойжеса, Г.Е. Пикуса.- М.: Наука, 1973.- 480 с.

6. Лоян А.В., Рыбаков А.А. Разработка электродугового двигателя малой мощности для коррекции и ориентации спутника // Авиационно-космическая техника и технология. Тр. ХАИ.- Харьков: ХАИ, 1998.- Вып. 5.- С. 225-228.

7. Штулингер Э. Ионные двигатели для космических полетов.- М.: Мир, 1966.- 190 с.

Поступила в редакцию 14.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент каф. Двигателестроения Н.В. Масляный, ДНУ, г. Днепропетровск; канд. техн. наук, директор ООО»Экотеп» Ю.К. Гонтарев , ООО»Экотеп», г. Днепропетровск.

УДК 536.33:563.3

ТЕПЛОВАЯ ЗАЩИТА СТЕНОК ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

С.М. Аринкин, ст. науч. сотр., канд. техн. наук,
Институт тепло- и массообмена НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В настоящее время тепловая защита стенок энергетических установок, у которых температура активного объема достигает десятков тысяч градусов, остается актуальной задачей [1 - 3]. К таким установкам относятся плазменные реакторы, газофазные ядерные двигатели, камеры сгорания авиационных и ракетных двигателей. Особенно перспективно использование стенок таких установок из пористых тугоплавких материалов с транспирационным охлаждением.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. В работе [4] предложено в энергоустановках с водородным рабочим телом использовать легкокипящие соединения тугоплавких металлов, которые при температуре 15 – 350°С переходят из твердого в газообразное состояние. Проходя через горячую пористую стенку они ее охлаждают, а на выходе при температуре 1200–1700°С восстанавливаются. В пристеночном слое создается газопылевая завеса из частиц металла. Она поглощает и рассеивает тепловое излучение в широком диапазоне длин волн. В работе [5] установлено, что такая среда при движении по каналу плазмотрона интенсивно укрупняется. Происходит непрерывное изменение поглощающих и рассеивающих свойств. В работе [5] получено, что в диапазоне длин волн теплового излучения $0{,}005 < \lambda < 1$ мкм наибольшую величину массового коэффициента ослабления излучения обеспечивают частицы с радиусами $0{,}03 \le r \le 0{,}1$ мкм. С уменьшением размера частиц максимум ослабления излучения сдвигается в область ультрафиолета, для которого наибольшее экранирование обеспечивает газопылевая среда с размерами частиц $0{,}005 \le r \le 0{,}03$ мкм. При температурах в объеме установки в диапазоне $10000 \le T \le 100000$°К максимальная мощность излучения приходится на область длин волн $0{,}005 < \lambda < 0{,}04$ мкм. Это диапазон рентгеновского излучения и вакуумного ультрафиолета. Следуя работе [5], для тепловой защиты стенок в этой области температур необходимо создать газопылевую завесу с размерами частиц порядка нескольких десятков ангстрем. С другой стороны, известно, что металлические частицы таких размеров почти не поглощают излучение, а только рассеивают его [6]. Во всех приведенных работах не рассматривается влияние газопылевой завесы на газодинамические характеристики плазмы активного объема установки. Отмеченное укрупнение частиц, т.е. изменение размера частиц в зависимости от времени нахождения в плазме, приводит к неравномерной по стенке тепловой защите.

Цель исследований. Для выяснения указанных выше вопросов целесообразно провести численный эксперимент по определению характеристик плазмы активного объема высокоэнергетической установки с учетом транспирационного охлаждения и взаимодействия излучения с металлическими частицами.

Постановка задачи. Рассматривая в качестве высокоэнергетической установки плазмотрон линейной схемы с пористыми стенками, были проведены численные расчеты характеристик электродуговой водородной плазмы по методике, описанной в работе [8]. Образование газопылевой завесы происходит при вдуве через пористые стенки канала соединений WCl_6, WF_6, $SiCl_4$ и восстановлении их при взаимодействии с водородной плазмой. Учет кинетики образования вольфрама в этих условиях весьма сложен. Поэтому решение поставленной задачи проводится в упрощенном виде. Наличие вольфрамовых частиц моделировалось специальным распределением плотности и теплофизических свойств по радиусу канала. Для учета переноса излучения использовался метод парциальных характеристик [9]. Поток излучения из

водородной плазмы в газопылевом слое отражается и частично поглощается частицами вольфрама. Соотношение между отраженным и поглощенным потоками зависит от размера частиц. Расчеты проведены при атмосферном давлении для двух радиусов канала 0,5 и 1 см. Диапазон изменения токов варьировался от 100 до 300 А. Рассматривались расходы водорода 0,1 и 1 г/с. Учитывая, что в реакции восстановления на долю вольфрама приходится 94% веса WCl_6 [10], в упрощенном варианте расход W принимался равным 2,35 г/с. Граничное условие для уравнения переноса энтальпии выбиралось из соображения постоянства температуры стенки канала.

Результаты исследования. Для моделирования электродуговой плазмы использовались дифференциальные уравнения переноса в приближении пограничного слоя в цилиндрической системе координат [8], которые решались методом потоковой прогонки. Для учета рассеяния теплового потока частицами вольфрама были использованы таблицы и методика [6]. На рисунке 1 показано уменьшение теплового потока в стенку канала плазмотрона при наличии газопылевой завесы с частицами W размером 1 и 0,1 мкм.

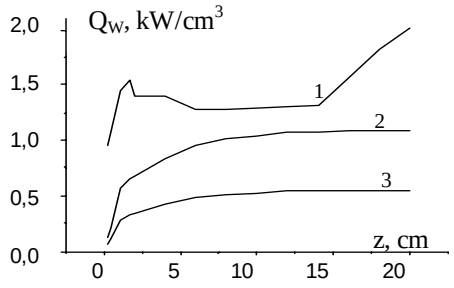


Рис. 1. I=200A, G=0,1g/s, R=0,5cm.

1. - без завесы,
2. - r_W = 1мкм,
3 - r_W = 0,1мкм.

Температура на оси канала в первом варианте счета с учетом реабсорбции излучения не превышала 16000К.

Выводы. Решение задачи в упрощенном варианте (без рассмотрения кинетики образования частиц вольфрама) показало эффективность газопылевой защиты стенок. Наличие металлических частиц в 2-3 раза снижает тепловые потоки в стенку канала.

Литература

1. Аринкин С.М. Способ защиты и диагностики стенки камеры сгорания // ИФЖ.– 2001.- Т. 74, № 6.– С. 1203.

2. Хеберлайн В., Пфендер Е. Пористое охлаждение стенок камеры сгорания // Теплопередача.– 1971.- № 2.– С. 368.

3. Том Г.К., Швенк Ф.К. Системы на основе газофазного ядерного топлива // Ракетная техника и космоавтика.– 1978.- Т. 16, № 1.- С. 124.

4. А.с. 130724 (СССР). Способ защиты стенки высокоэнергетической установки / С.М. Аринкин, М.С. Третьяк, 1992.

5. Аринкин С.М. Ослабление лучистой энергии газопылевыми потоками // Теплообмен-78: Сб. науч. тр.– Минск: ИТМО, 1978.– С. 123.

6. Хьюст Г. Рассеяние света малыми частицами. - М.: Наука, 1961.– 278 с.

7. Исследование коэффициентов ослабления излучения и индикатрис рассеяния газопылевыми средами: Отчет № 1298.- Минск: ИТМО, Нью-Йоркский университет, 1976.

8. Панасенко Л.Н. Влияние реабсорбции излучения на характеристики и термическое состояние электродуговой плазмы // 4 Междунар. симп. по радиации и плазмодинамике.- М., 1997.– С. 174.

9. Степанов К.Л., Панасенко Л.Н. Интегральный перенос излучения реального спектра в задачах радиационной плазмодинамики // ИФЖ.– 1999.- Т. 72, № 6.- С. 1103-1112.

10. Сурис А.Л. Плазмохимические процессы и аппараты.– М.: Химия, 1989.- С. 277.

Поступила в редакцию 12.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф., чл.-корр. НАН Беларуси Н.Н. Дорожкин, НАН Беларуси, г. Минск; канд. техн. наук А.В. Лоян, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

УДК 621.455

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЁТА ДРОССЕЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ СИСТЕМ ХРАНЕНИЯ И ПОДАЧИ ЭРДУ

А.В. Клешнёв, В.М. Дураченко, М.И. Кошкин,

Государственное конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина

Дросселирующие узлы, устанавливаемые в системе хранения и подачи электрореактивной двигательной установки (СХПРТ ЭРДУ), предназначены для поддержания на выходе рабочих параметров (расхода и давления рабочего тела) с заданной точностью на протяжении всего срока эксплуатации ЭРДУ. Процессы, протекающие в идентичных по конструкции, но установленных в различных местах пневмогидравлической схемы СХПРТ дросселирующих узлах, могут отличаться. Настоящая статья посвящена представлению результатов разработки программного обеспечения по расчёту проектных параметров дросселирующих устройств на основе графоаналитического метода. В качестве примера в статье приводятся результаты расчёта конструктивных характеристик пакета дросселирующих шайб с докритическим режимом истечения, представляющего собой набор шайб с проходными отверстиями малого диаметра (от 0,14 мм до 0,4 мм). Расчётная конструктивная схема пакета дросселирующих шайб представлена на рис. 1.

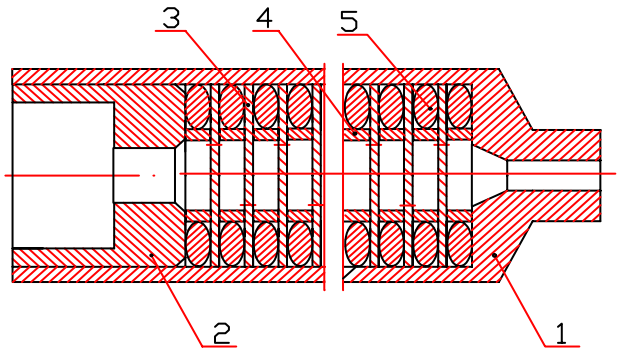


Рис. 1. Конструктивная схема пакета дросселирующих шайб

1 – корпус;

2 – поджимная втулка;

3 – дроссельная шайба;

4 – кольцо;

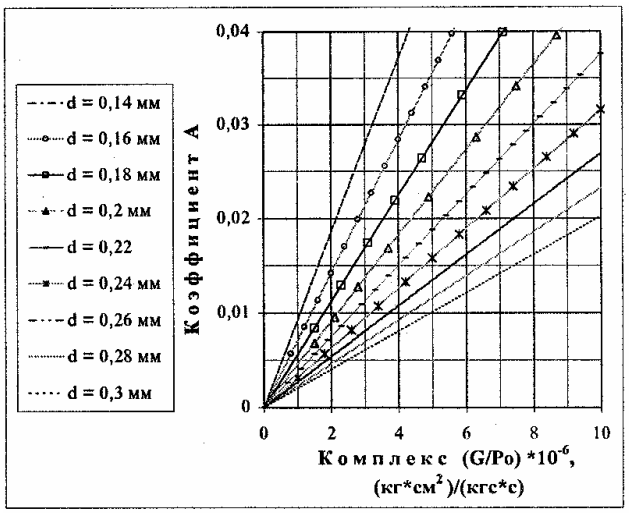
5 – резиновое кольцо

Исходные данные для расчёта – расход рабочего тела, давление на входе в пакет и давление на выходе из пакета. Особенностью рабочих условий в нашем случае являются весьма низкие значения расхода и давлений. В результате расчёта необходимо получить оптимальные конструктивные характеристики пакета дросселирующих шайб: диаметр отверстия и количество шайб. Одним из основных требований, предъявляемых к конструкциям узлов автоматики, применяемых в космической технике, является минимизация габаритов и массы, поэтому количество шайб должно быть минимальным и обеспечивать давление на выходе из пакета с требуемой точностью.

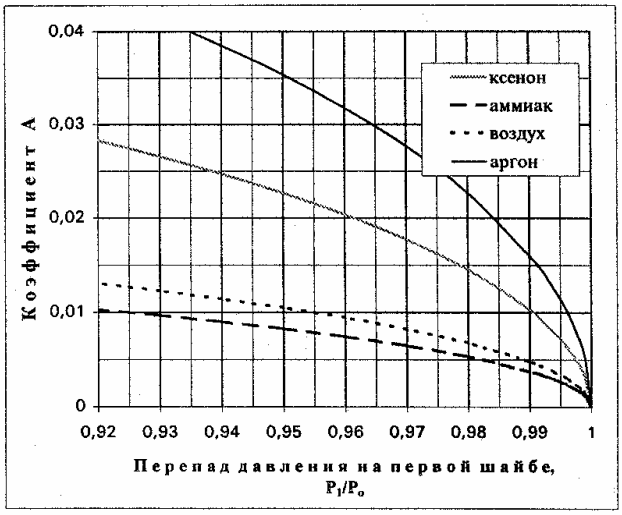
Компьютерная программа производит расчёт, в основу которого заложен итерационный метод последовательных приближений, и выводит на дисплей систему номограмм, охватывающую необходимую область значений параметров. В зависимости от заложенного количества итераций, расчёт может быть выполнен с различной степенью точности, что влияет на время работы программы. Далее разработчик может работать с распечаткой данной системы номограмм без использования ПЭВМ.

На рис. 2 представлена система номограмм для расчёта параметров пакета жиклёров, работающего при докритическом режиме истечения.

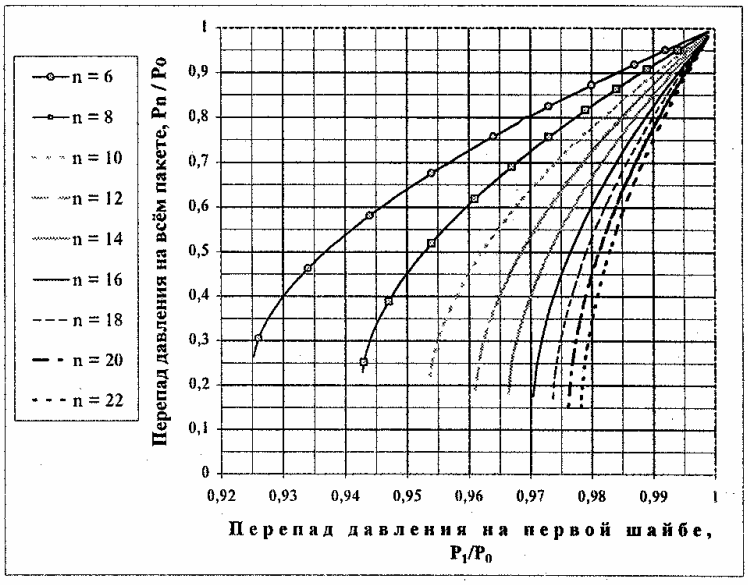
Приведём описание построения данной системы номограмм. Рис. 2а содержит прямые, построенные для нескольких значений диаметра отверстия дросселирующих шайб, при условии, что все шайбы в пакете имеют отверстия равного диаметра. По оси абсцисс отложено отношение двух рабочих параметров: расхода газа и давления на входе в пакет – G/Po, являющихся исходными данными, которые выбираются



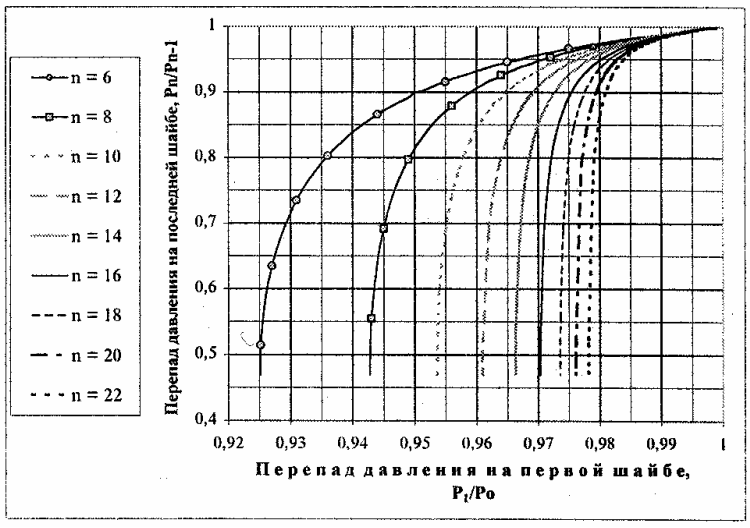
а



б



в



г

Рис. 2. Система номограмм для выбора параметров пакета жиклёров

проектировщиком. По оси ординат откладывается коэффициент А. Коэффициент расхода принят равным 0,7. Для построения использовалась формула [1]:

$$A = \frac{G}{\varepsilon \cdot P_0 \cdot f}, \qquad (1)$$

где G – весовой секундный расход газа,

ε – коэффициент расхода,

f – площадь проходного сечения канала дроссельной шайбы (площадь в свету),

P_0 – абсолютное давление газа перед дроссельной шайбой.

Зная отношение указанных рабочих параметров и выбрав диаметр, находим по графику на рис. 2а коэффициент А.

На рис. 2б отложена функциональная зависимость коэффициента А от отношения давлений на первой шайбе пакета для различных газов: ксенона, аргона, аммиака и воздуха [1]:

$$A = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot g}{R \cdot T}\right) \cdot \left[\frac{k}{k-1}\right] \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{(k+1)}{k}}\right]} \qquad (2)$$

где P_1 – абсолютное давление газа за дроссельной шайбой,

k – показатель изоэнтропы,

R – газовая постоянная,

T – температура газа,

g – ускорение свободного падения.

Параметры рабочих газов, использовавшиеся при расчётах, приведены в справочной литературе [2], [4].

Используя полученное с помощью графика 2а значение коэффициента А, по графику, представленному на рис. 2б, находим отношение давления на первой шайбе для конкретного рабочего газа.

На рис. 2в по оси абсцисс отложено отношение давления на первой шайбе, по оси ординат – отношение давления на всём пакете. Каждая кривая построена для определённого количества шайб в пакете. Для построения использовалась система уравнений [1]:

$$\left(r_{i-1}^{2/k} - r_{i-1}^{(k+1)/k}\right) / r_{i-1}^{2} = r_i^{2/k} - r_i^{(k+1)/k}, \quad i=2, \ \ldots \ ,n.$$

$$r = r_1 \cdot r_2 \cdot \ldots \cdot r_i \cdot \ldots \cdot r_n, \qquad (3)$$

где $r_i = P_i / P_{i-1}$,

P_i – абсолютное давление за i-й дросселирующей шайбой.

Используя этот график, по значениям перепада давления на первой шайбе и перепада давления на всём пакете определяем искомое число шайб.

Выше было принято условие – все шайбы пакета имеют отверстия равного диаметра. Значение давления за последней шайбой может оказаться значительно меньше или больше заданного. В этом случае заменим последнюю шайбу пакета, перепад давления на которой самый высокий, на несколько шайб с отверстием большего диаметра. Для этой цели используем график, представленный на рис. 2г, по оси абсцисс которого отложено отношение давлений на первой шайбе, по оси ординат – отношение давлений на последней шайбе пакета. Кривые построены для различного числа шайб в пакете. Определив значение отношения давления на последней шайбе пакета, рассматриваем вводимое количество шайб как отдельный пакет и снова обращаемся к графикам, представленным на рис. 2а – 2в. Данная методика позволяет произвести испытания пакета дросселирующих шайб на газе-имитаторе (воздухе) с последующим пересчётом на реальные рабочие тела, что позволяет не задействовать при испытаниях сложную технологическую и испытательную оснастку.

Графоаналитическое представление данных, приведенное в данной статье, позволяет работать с диапазонами параметров и учитывать их взаимовлияние. Приведенный вариант расчёта пакета дросселирующих шайб, работающего при докритическом режиме истечения, достаточно удобен в использовании и не требует значительных временных затрат.

Литература

1. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники.– М.: Наука, 1969.- 47 с.

2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.– М.: Машиностроение, 1975.- 559 с.

3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика.: Уч. Пособие.– М.: Наука, 1976.- 888 с.

4. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.– М.: Физматгиз, 1963.- 708 с.

Поступила в редакцию 16.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук В.С. Хорошилов, ГКБ «Южное», г. Днепропетровск; канд. техн. наук, зав. лаб. каф. двигателестроения Н.В. Масляный, ФТИ ДНУ, г. Днепропетровск.

А Н О Т А Ц І Ї

УДК 629.7.036:539.4

Анализ опыта эксплуатации зарубежных ГТД по техническому состоянию / А.В. Шереметьев // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).- С. 5 – 8.

Рассмотрен опыт эксплуатации зарубежных ГТД по техническому состоянию. Проанализированы периоды эксплуатации на крыле, причины съёма двигателей, объёмы ремонтов, ресурсы основных деталей.

УДК 629.7.036:539.4

Аналіз досвіду експлуатації зарубіжних ГТД за технічним станом / О.В. Шереметьєв // Авіаційно-космічна техніка і технологія.– Харків, 2003.– Вип. 5 (40).- С. 5 – 8.

Розглянуто досвід експлуатації зарубіжних ГТД за технічним станом. Проаналізовані періоди експлуатації на крилі, причини знімання двигуна, об`єм ремонтів, ресурси основних деталей.

UDC 629.7.036:539.4

Analysis Of Foreign Gte “On Condition” Service Experience / A.V. Sheremetyev // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).- P. 5 - 8.

There were considered of foreign GTE “on condition” service experience. There were analysed intervals removal, removal causes, shop visit workscopes, service life of the main parts.

УДК 621.317

Концепция обеспечения качества в авиационном двигателестроении / Г.И. Погорелов, К.А. Конев, Г.Г. Куликов // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).- С.9 – 12.

Предложена концепция обеспечения качества с помощью внедрения информационных технологий. Приведены первые результаты использования данной концепции.

UDC 621.317

A Quality Support Conception For Aviation Engine Construction Industry / G.I. Pogorelov, K.A. Konev, G.G. Kulikov, // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 9 – 12.

A quality support conception with help of information technology using has been proposed. First results of the conception usage have been shown.

УДК 623.62(4) + 629.7.064

Состояние и перспективы разработок систем защиты самолетов гражданской авиации от террористических пусков ракет с тепловыми головками самонаведения / В.В. Кулалаев, А.В. Кулалаев, П.О. Науменко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 13 – 18.

Рассмотрены состояние и перспективы развития в мировой практике разработок систем защиты самолетов и вертолетов гражданской и транспортной авиации от переносных зенитных ракетных комплексов (ПЗРК) с тепловыми головками самонаведения (ТГС). Представлена классификация, типы и эффективность разработанных средств защиты, отмечена ценовая политика фирм-разработчиков. Приведены перспективные научно-технические направления по созданию систем защиты самолетов гражданской авиации от ПЗРК с ТГС.

UDC 623.62 (4) + 629.7.064

Condition And Prospects Of System Engineering Of Protection Of Planes Of Civil Aircraft From Terrorist Start-Up Of Rockets With Thermal Heads Homings / V.V. Kulalayev, A.V. Kulalayev, P.O. Naumenko // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 13 – 18.

Are considered a condition and prospects of development in world(global) practice of system engineering of protection of planes and helicopters civil and transport aircraft from portable antiaircraft rocket complexes (PARC) with thermal heads homings (THH). Classification, types and efficiency of the developed means of protection is submitted, the price politics of firms - developers is marked. Perspective scientific and technical directions on creation of systems of protection of planes of civil aircraft from PARC with THH are given.

УДК 681.5

Опыт внедрения современных информационных технологий при проектировании авиадвигателей / Ю.Ф. Басов, А.Ю. Басов, В.Ф. Цыкура, Е.Д. Кулиш // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 20 – 25.

В статье рассматривается вопрос о внедрении в Управлении Главного конструктора ОАО «Мотор Сич» комплекса систем автоматизированного проектирования (САПР) и технологической подготовки производства на примере разработки вспомогательного газотурбинного двигателя нового поколения МС-2.

Приведен результат анализа выбранной схемы программного комплекса в конструкторском бюро УГК.

Рассмотрены вопросы об основных задачах, которые решаются с использованием систем тяжелого, среднего и легкого САПР.

Раскрывается ряд задач по оптимизации конструкции и выполнению прочностных расчетов, успешно решаемых с применением новых технологий объемного моделирования и анализа.

Проведена оценка преимущества внедрения технологии твердотельного моделирования.

UDC 681.5

Experience Of Introducing Modern Information Technologies When Designing Aircraft Engines / Yu.F. Basov, A.Yu. Basov, V.F. Tsykura, E.D. Kulish // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 20 – 25.

This article deals with the issue of introducing the complex of computer-aided design systems (CAD) and production preplanning, with reference to an example of development of MS-2, a new-generation gas-turbine engine, at Chief Design Engineer Department of Motor Sich JSC.

The results of analyzing the diagram of programmable complex selected in CDED design bureau are given.

Considered are the issues relating to basic problems solved by means of heavy, medium and easy CAD.

A number of tasks are laid down referring to optimization of structure and making strength calculations, successfully solved with the use of new technologies of volumetric simulation and analysis.

The assessment of the advantages of introducing solid-state simulation technology is given.

УДК 389.6**:**629.7.036

Об отраслевых стандартах в авиадвигателестроении / С.М. Степаненко, В.В. Кокотина, В.Г. Харченко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, .2003.– Вып. 5 (40).– С 26 – 28.

В статье анализируется современное состояние отраслевой стандартизации. Закон Украины «О стандартизации» предусматривает только две группы стандартов: национальные, принятые или утвержденные центральным органом исполнительной власти в сфере стандартизации, и стандарты, принятые или утвержденные другими субъектами. В России развитие отраслевой стандартизации продолжается по-прежнему. Рассмотрены вопросы использования отраслевых стандартов украинскими и российскими предприятиями при кооперации по созданию, изготовлению и эксплуатации авиационных двигателей.

UDC 389.6**:**629.7.036

On Branch Standards Used in Aircraft Engine Production Industry. / S.M. Stepanenko, V.V. Kokotina, V.G. Kharchenko // Aerospace Technique and Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P.26 - 28.

A current status of a branch standardization is analyzed in the present article. The law of Ukraine " On Standardization" provides for only two groups of standards: national, accepted or approved by the central authority of the executive power in the field of standardization, and, standards accepted or approved by other subjects. Now the branch standardization development in Russia is still going on. Items regarding the branch standards use by enterprises in Ukraine and Russia while collaborating on development, manufacture and use of aircraft engines are represented.

УДК 338.242.007.2

Совершенствование управления персоналом конструкторского подразделения НПО «Сатурн» – резерв повышения инновационного потенциала предприятия / Э.А. Михайлова, Н.А. Михайлова // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 29 – 35.

Представлен состав инновационного потенциала предприятия. Освещены методы совершенствования управления персоналом на основе результатов исследования, проведенного в НПО «Сатурн», с целью более полной реализации инновационного потенциала предприятия.

UDC 338.242.007.2

Management Improvement Of Engineering Subdivision Personnel At The Open Joint-Stock Company's «Npo «Saturn» Is A Development Reserve For Innovation Potential Of A Firm / E.A. Michailova, N.A. Michailova // Aerospace engineering and technology.- Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).- P. 29 – 35.

Structure of innovation potential has been shown. Methods of improvement personnel management are the subject of the study. They are based on the results of the research carried out at NPO "Saturn" and aimed at innovation potential full use.

УДК 629.12.03:628.33

Повышение эффективности очистки нефтесодержащих вод энергетических установок / В.И. Истомин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 36 – 38.

На основе теоретического и экспериментального исследования процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок разработана математическая модель исследуемого процесса, которая позволяет эксплуатировать сепарационные установки в оптимальном режиме и повысить качество очистки нефтесодержащих вод.

UDC 629.12.03:628.33

The Rise Of Purify Quality Of Power Plants Oil-Content Waters / V.I. Istomin // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 36 – 38.

On the basis of theoretic and experimental investigations of purify process of power plants oil-contant waters elaborated mathematic model, which allow to use purifying installations in optimum regime and to rise of purify quality of oil-contant waters.

УДК 656.13:658

Анализ логистической системы с учетом транспортной подсистемы / А.Н. Горяинов, Л.М. Симбирская, О.Г. Симбирская // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 39 – 41.

Рассмотрены вопросы определения показателей оценки логистической системы. Определены проблемы существующих подходов логистического анализа. На основе построенной модели затрат на транспортирование товаров в логистической системе получен новый показатель оценки системы.

UDC 656.13:658

The Analysis Of A Logistics System With Allowance For Of Transport Subsystem / A.M. Goryainov, L.M. Simbirskaya, O.G. Simbirskaya // Aerospace Technique and Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 39 – 41.

The problems of parameters determination of a logistics system estimation are considered. The problems of the existing approaches of the logistics analysis are determined. On the basis of constructed costs model on the goods transportation in a logistics system the new parameter of system estimation is obtained.

УДК 621.56

Экспериментальные характеристики транспортного кондиционера повышенной надежности / А.Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 42 – 45.

Проанализированы результаты экспериментального исследования транспортного кондиционера с капиллярной трубкой, отделителем жидкости и теплообменником для переохлаждения жидкости высокого давления. Показано, что при низкой температуре охлаждающей конденсатор воды и большом перегреве парообразного хладагента на выходе из испарителя может иметь место нагрев жидкости высокого давления вместо ее переохлаждения.

UDC 621.56

Experimental Characteristics Of Transport Conditioner With Increased Reliability / A.N. Radchenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 42 – 45.

The results of experimental investigation of transport conditioner with capillary tube, liquid separator and heat exchanger for high pressure liquid subcooling are discussed. It was shown that at low temperature of water cooling condenser and high superheating of refrigerant vapor at the evaporator exit high pressure liquid heating could take place instead of its subcooling.

УДК 621.43

Анализ и пути снижения структурного шума корпусных деталей быстроходных дизелей методом математического моделирования / Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, В.С. Руссинковский // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 46 – 50.

Рассматривается численное моделирование структурного шума и вибрации автомобильного дизеля. Описаны математическая модель, последовательность решения и основные уравнения метода граничных элементов.

UDC 621.43

Analysis And Ways Of The Reduction Of The Case Detail's Structured Noise Of The Speed Diesels By Mathematical Modeling Method / N.D. Chaynov, L.L. Myagkov, V.S. Russinkovsky // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 46 – 50.

Numerical modeling of structural noise and vibration of internal combustion diesel engine cylinder block using finite and boundary element method considered. Mathematical model, solution sequence and boundary element method described.

УДК 539.3

Численное исследование динамики цилиндрических спирально армированных толстостенных оболочек / П.П. Лепихин, В.А. Ромащенко, С.А. Тарасовская, В.Ф. Деменко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 51 – 55.

Проведена модификация метода Уилкинса для численного исследования динамики ортотропных толстостенных цилиндрических оболочек со спиралеобразным армированием. При помощи разработанного метода проведено исследование динамики ортотропной цилиндрической оболочки в зависимости от угла армирования. Обнаружены новые физические эффекты, которые отсутствуют в изотропных и цилиндрически ортотропных телах.

UDC 539.3

Numerical Investigation Of Dynamic Of The Cylindrical Thick-Walled Shells With Helical Reinforcement / P.P. Lepikhin, V.A. Romashchenko, S.A. Tarasovskaya, V.F. Demenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 51 – 55.

Wilkins method has been modified for numerical investigation of dynamic of the orthotropic thick-walled cylindrical shells with helical reinforcement. Investigation of dynamic of the orthotropic cylindrical shell according to reinforcement angle has been studied. Some new physical effects were discovered. These effects are absent in case of cylindrical orthotropy.

УДК 629.1.05

Нестационарное взаимодействие оболочки с акустическим полем / В.В. Карачун, В.Н. Мельник, Е.К. Кундеревич, В.Г. Саверченко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 56 – 58.

Проведен качественный анализ принудительного движения кругового цилиндра в жидкости под действием акустического излучения и оценена степень влияния параметров механической системы на величину перемещений.

UDC 629.1.05

Non-Steady Interplay Of A Shell With An Acoustic Field / V.V. Karachun, V.N. Melnik, E.K. Kunderevich, V.G. Saverchenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).- P. 56 – 58.

The qualitative analysis of a positive motion of the circumferential barrel in a liquid under operating of acoustic radiation is conducted and the degree of influencing of parameters of a mechanical system on value of movings is estimated

УДК 539.3

Воздействие импульсных нагрузок на оболочечные элементы ГТД / Ю.С. Воробьев, М.В. Чернобрывко, Л. Крушка // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 59 – 62.

Рассматривается скоростное деформирование тонкостенных элементов ГТД при действии локальных импульсных нагрузок. Используется теория оболочек типа Тимошенко для анизотропного материала. Учтены динамические характеристики материала. Отмечается, что основные деформации локализуются в ограниченной зоне, где может достигаться пластическая стадия и разрушение материала.

UDC 539.3

The Influence Of Impulse Forces To Shell Elements Of Gas-Turbine Engines / Yu.S. Vorobyov, M.V. Chernobryvko, L. Krushka // Aerospase Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 59 – 62.

The quick deformation of thin shell elements of gas-turbine engines under influence of local impulse forces is considered. The theory of Timoshenko type shells for anisotropyc material is used. The dynamic characteristics of material are accounted. They note, the main deformations are localizing at limited zone, where ones can reach the plastic state and material destroy.

УДК 539.3

Устойчивость цилиндрических панелей при различных закреплениях краев / В.И. Ершов, З.Г. Ершова // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 63 – 65.

Исследуется потеря устойчивости цилиндрической панели с различными закреплениями прямолинейного и криволинейных краев при осевом сжатии.

UDC 539.3

Cylindrical Panels Firmness With The Various Boundary Conditions / V.I. Ershov, Z.G. Ershova // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 63 – 65.

The bucking under axial compression of the cylindrical panels with the various boundary conditions are considered.

УДК 621.515/62-752

Методика экспресс - оценки динамической устойчивости компрессорных лопаток газотурбинного двигателя к дозвуковому решеточному флаттеру / А.Л. Стельмах, Я.А. Стельмах, А.П. Зиньковский // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).- С. 66 – 70.

На основе обобщения экспериментальных исследований аэродемфирования изгибных, крутильных и изгибно-крутильных колебаний плоских компрессорных решеток лопаточных профилей в широком диапазоне изменения углов атаки, приведенной частоты колебаний геометрических параметров профиля и решетки предложена методика экспресс оценки динамической устойчивости консольных лопаточных венцов компрессоров к дозвуковому решеточному флаттеру. Методика базируется на многопараметрической интерполяции критических значений приведенной частоты колебаний лопаток. Приведены примеры анализа устойчивости лопаточных венцов компрессоров современных АГТД для первых изгибной и крутильной форм колебаний лопаток.

UDC 621.515/62-752

Method Of Express Evaluation Of Stability To Subsonic Cascade Flutter For Bladed Assemblies Of Gas Turbine Engine Compressors / A.L. Stel'makh, Ya.A. Stel'makh, A.P. Zinkovskii // Aerospace Technique and Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).- P. 66 – 70.

The method of express assessment for prediction of dynamic stability for cantilevered bladed assemblies of axial flow compressors against subsonic cascade flutter is developed on a basis of generalization of the data obtained with systematic experimental investigation of aerodamping of bending, torsional and bending-torsional vibrations of straight compressor cascade blades in the wide range of incidence angles, reduced frequency and cascade geometric parameters. The foundation of the method is multyparametric interpolation of critical values of reduced frequency of blades vibrations. The examples of assessment of stability for compressor blades of modern AGTE to cascade subsonic flutter are given.

УДК 536.2.072

Развитие методов прогнозирования и диагностики аэроупругих процессов в турбомашинах / А.А. Хориков // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).- С. 71.

Изложены основные результаты в разработке новых математических и физических моделей флаттера лопаток, резонансных колебаний лопаток от вращающегося срыва и от входной неравномерности потока, автоколебаний диска-лабиринта, случайных и других видов колебаний элементов турбомашин.

UDC 536.2.072

Developing Forecasting And Diagnostic Methods Of Aeroelasticity Processes In Turbomachines / A.A. Khorikov // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 71.

The basic results in developing of the new mathematical and physical blade flutter models, blades resonance vibrations from the rotating stall and imputing irregularity flow, selfexited disc-maze vibrations, accidentals and other kinds of vibration in turbomachinery components are presented.

УДК 539.3:621

Вібрація та статична міцність лопаток турбокомпрессора / Ю.С. Воробйов, О.В. Тишковець, В.О. Потанін, В.А. Кас`янов // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 72 – 74.

В статті обговорюються актуальні проблеми забезпечення міцності лопаткового апарату турбокомпресора. Проаналізовані власні коливання та напружений стан під впливом відцентрових сил турбокомпресорних одиничної та парних лопаток з поличковим зв`язком. Чисельні розрахунки виконані для тривимірних скінченноелементних моделей лопаткового апарату. Надані рекомендації щодо вибору конструкції лопаток для досягнення потрібних міцносних характеристик системи.

UDC 539.3:621

The Vibration And Static Strength Of Turbocompressor Blades / Yu.S. Vorobyov, Ye.V. Tishkovets, V.A. Potanin, V.A. Kasjanov // Aerospase Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 72 – 74.

The urgent problems for guarantee of turbomachine blading strength are discussed here. The natural vibrations and stressed state under the centrifugal force of turbocompressor alone and double blades with flange shrouds were analyzed. The numerical calculations based on 3D finite element models of blading. The recommendations for blade constriction choice for reaching the necessary strength characteristics are given.

УДК 621.39.1

Результаты экспериментальных исследований виброакустического метода свободных колебаний для диагностики роторных элементов авиационных двигателей / С.Р. Игнатович, Н.И. Бурау, А.Н. Тяпченко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 75 – 77.

Статья посвящена экспериментальным исследованиям низкочастотного виброакустического метода свободных колебаний, который может быть использован для диагностики усталостных трещин в лопатках газотурбинных двигателей. Проведен анализ влияния размера усталостной трещины на спектральные диагностические признаки. Результаты экспериментов полностью подтверждают полученные ранее результаты теоретических исследований и моделирования.

UDC 621.39.1

The Results Of The Experimental Investigation Of Vibroacoustical Free Oscillations Method For Diagnosis Of The Aircraft Engines Rotary Elements / S.R. Ignatovich, N.I. Bouraou, A.N.Tyapchenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 75 – 77.

This work is dedicated to experimental investigation of the low-frequency vibroacoustical free oscillations method, which can be used for diagnosis of fatigue cracks of aircraft engines blades. The influence of the crack size is investigated on the spectral features. The results of the experimental investigation fully prove the results of the theoretical researches received before.

УДК 622.691.4.052.012

Идентификация динамических параметров турбокомпрессоров газотурбинных установок / М.В. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология:- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).- С. 78 – 81.

Приведены основные источники вибрации газотурбинных двигателей. На основе общих уравнений динамики абсолютно твердого тела в обобщенных координатах предложена математическая модель для исследования совместных колебаний корпуса и ротора в упругих опорах. Модель позволяет идентифицировать и рассчитать динамические параметры турбокомпрессоров газотурбинных установок по результатам измерения параметров колебаний двигателя.

UDC 622.691.4.052.012

Identification Of Dynamics Parameters Turbo-Compressors Of Gas Turbine Power Plans / M.V. Boyko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 78 - 81.

The main sources of gas turbine power plants vibrations are given. On the basis of common equation of solid body dynamics in generalized coordinates proposed is e mathematical model for investigation rotor and case vibrations in elastic supports. The model alloys for identification and calculation the dynamics parameters turbo-compressors of gas turbine power plans on results of measured oscillations parameters of engine.

УДК 629.1.032.1

Колебания колеса центробежного вентилятора системы охлаждения транспортного дизеля / Е.Е. Александров, А.В. Собин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 82 – 86.

На основе математического моделирования рассматриваются колебания колеса центробежного вентилятора системы охлаждения двигателя гусеничной машины. Определены собственные частоты и формы, их связь с конструктивными параметрами. Варьирование указанных параметров позволяет выполнить отстройку от резонансных режимов. Рассмотрены вынужденные колебания вентилятора и возможности отстройки системы путем введения упругой муфты в конструкцию его привода.

UDC 629.1.032.1

Vibrations Of The Centrifugal Blower Of The Explosion Engine Cooling System / E.E. Alexandrov, A.V. Sobin // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 82 – 86.

On the basis of mathematical simulation vibrations of the centrifugal blower of the caterpillar machine system cooling are considered. Fundamental frequencies and shapes, their connection with design parameters are defined. The variation of the indicated parameters allows to execute a drift from resonance conditions. Forced vibrations of the blower and a possibility of tuning of a system are considered by introduction of an elastic clutch in a construction of its drive gear.

УДК 621.452.32.001.2

Расчетное исследование вынужденных нелинейных колебаний лопатки компрессора / А.В. Петров // Авиационно - космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).- С. 87 – 91.

В данной статье представлена методика расчета собственных частот, форм колебаний и динамических напряжений при нелинейных вынужденных колебаниях лопатки компрессора. Показано влияние контактной нелинейности на вынужденные колебания предварительно напряженной лопатки компрессора. Описан положительный эффект от применения разных радиусов кривизны хвостовика лопатки и паза диска в соединениях типа ”ласточкин хвост” с кольцевым пазом.

UDK 621.452.32.001.2

Calculated Investigation Of Nonlinear Forced Vibration Of Compressor Blade / A.V. Petrov // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).– P. 87 – 91.

In this paper the Technique of calculation of natural frequencies, mode shapes and dynamic stresses in the time of nonlinear forced vibration of compressor blade is presented. The influence of contact nonlinearity on forced vibration prestressed blade is shown. The beneficial effect from the use of different radiuses of the blade root and disk groove curvature in the circumferential dovetail attachments is described.

УДК 62-752.2.001.2

Исследования динамических характеристик амортизированных систем механизмов при нестационарных (ударных) воздействиях / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 92.

Приводится характеристика программного комплекса «Амортизация 2003» для ПК с различными возможностями учёта нелинейных характеристик амортизаторов и ограничителей перемещений при стационарных и нестационарных (в частности, ударных) воздействиях.

UDC 62-752.2.001.2

The Analysis Of Dynamic Characteristics Of Mechanisms’ Shock-proofed Systems Under Non-stationary (Shock) Effects / V.F. Shatokhin, S.D. Tsimmerman // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).– P. 92.

The characteristics of the program system “Amortizatsiya 2003” for computers featuring various possibilities for recording non-linear characteristics of shock-absorbers and movement limiters under stationary and non-stationary (in particular, shock) effects are presented in the study.

УДК 621.438-762

Опыт применения щеточных уплотнений в турбине двигателя Д-27 / Ю.В. Рублевский, Е.А. Бандурко, Ю.А. Зеленый. А.Е. Занин // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 93 - 97.

Приведены результаты исследований различных конструкций щеточных уплотнений в турбине. На основании результатов испытаний показана их эффективность и работоспособность.

UDC 621.438-762

Eexperience of Brush Seals Application in D-27 Engine Turbines / Yu.V. Rublevsky, Ye.A. Bandurko, Yu.A. Zelyony, A.E. Zanin // Airspace Engineering & Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).– P. 93 - 97.

The results of studies of brush seal of various designs applied in turbines are represented. Their effectiveness and serviceability are introduced as based on the test results.

УДК 621.436

Исследование влияния состава теплоносителя на теплонапряженное состояние охлаждаемых деталей ДВС / В.А. Жуков, А.Е. Ратнов // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 98 – 101.

Приведены результаты исследований по оценке влияния состава охлаждающей жидкости на термические напряжения, возникающие в деталях двигателей внутреннего сгорания. Показана необходимость учитывать свойства охлаждающих жидкостей при проектировании систем охлаждения и эксплуатации двигателей.

UDC 621.436

The Influence Of Cooling Liquid's Composition On Thermo-tension Conditions Of Engine's Cooling Details / V.A. Zhukov, A.E. Ratnov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 98 – 101.

The article discusses the results of analyses and tests of influence cooling liquid's composition on thermal and thermo-tension conditions engine's parts. The article demonstrates the dependence of thermal tensions in parts of engine from the cooling water's composition.

УДК 621.452

Выбор алгоритмов мониторинга температуры деталей на установившихся режимах для учета выработки ресурса газотурбинного двигателя / А.В. Олейник, Н.А. Шимановская // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).- С 102 – 105.

Исследуются математические модели температуры деталей ГТД, в которых локальные значения коэффициентов теплоотдачи и температуры среды на произвольном режиме связаны с их значениями на некотором "базовом" режиме линейными соотношениями. Показано, что результаты конечно-элементного расчета температуры диска турбины описываются квадратичными зависимостями типа $\Theta = f(K_\alpha)$ и $\Theta = f(K_\alpha / K_\lambda)$ с погрешностью менее 0,1% (0,5°С) в диапазоне режимов от «малого газа» до «взлетного» при различных условиях полета по высоте, скорости и др. (Θ — безразмерное значение температуры; K_α, K_λ — параметры, характеризующие изменение теплоотдачи и теплопроводности).).

UDC 621.452

Selection Of Algorithms Of Monitoring Of Of Details On Steadied Modes For The Account Of Development (Manufacture) Of Resource(Safe Life) Of The Gas-Turbine Engine / A.V. Olejnik, N.A. Shimanovskaya // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 102 – 105.

GTE parts temperature mathematical models are investigated in which heat emission coefficient and bulk temperature on arbitrary engine regimes tied with appropriate values on "base" regime by linear relationship. Turbine disk temperature analysis results, obtained with finite element method circumscribed by quadratic relation $\Theta = f(K_\alpha)$ and $\Theta = f(K_\alpha / K_\lambda)$, where Θ – dimensionless temperature value, K_α, K_λ – parameters, which specify heat emission and conductivity changing. This relation inaccuracy does not exceed 0.1% (0,5°C) in "low gas"–"take off" regimes under various conditions of flight: altitude, speed etc.

УДК 629.7.036:539.4

Использование метода конечных элементов для определения потери натяга по контактным граням бандажных полок и остаточного разворота лопаток с учетом ползучести / Р.П. Придорожный // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып.- 3 (38).- С. 106 – 110.

Показана возможность прогноза явления потери натяга по контактным граням бандажных полок лопатки и остаточного разворота пера с помощью трехмерной модели рабочего колеса низкого давления и упругопластического анализа с учетом ползучести. На основе результатов расчета оценено влияние температуры на изменение напряженно-деформированного состояния в процессе эксплуатации.

UDC 629.7.036:539.4

Using Of The Finite Element Method For Definition Of Loss Of The Interference Along Contact Surfaces Of The Shroud Flanges And Residual Turn Of The Blades In View Of The Creep / R.P. Pridorozhny // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 106 – 110.

We have demonstrated a possibility of predicting phenomenon of loss of the interference along contact surfaces of the blade shroud flanges and residual turn of the feather using 3-dimensional model of the second stage turbine and elastic-plastic-creep analysis. Based on the results obtained in the calculations we determine the influence of the temperature on the stress-strain evolution during service.

УДК 621.436.12

Методические подходы к исследованиям электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем дизелей / Ю.Е. Драган // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 111 – 113.

Разработана методика определения зависимости цикловых подач от параметров управления ЭГФ.

UDC 621.436.12

The Methodical Approaches To Researches Of Electrohydraulic Injectors Of Accumulative Fuel Systems Of Diesel Engines /Yu.E. Dragan // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 111 – 113.

The procedure of definition of dependence of frame feedinges from parameters of control of electrohydraulic injectors designed.

УДК 621.671

Разработка конструкции и исследование электронасосного агрегата с ресурсом работы более 35000 часов / Я.Н. Иванов, Л.Ф. Ивченко, А.А. Стебловцев, В.Н. Шнякин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 114 – 117.

Исследован электронасосный агрегат (ЭНА) системы отвода тепла космического аппарата. Двухступенчатый центробежный насос, консольно расположен на валу герметичного электродвигателя с шарикоподшипниками. Конструктивные особенности, примененные при разработке ЭНА, позволили обеспечить ресурс более 35000 часов. Приведены основные характеристики, параметры и некоторые результаты исследований.

UDC 621.671

Construction design and research of the electropump unit with the functioning resource more than 35000 hours / Ya.N. Ivanov, L.F. Ivchenko, A.A. Steblovtsev, V.N. Shnyakin // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 114 – 117.

The electric pump aggregate (EPA) for heat draw off from space craft was researched. The twostage centrifugal pump, cantilevered located on the shaft of leakproof electric motor, heaving ball – bearing. Design features, applied under the EPA development have allowed to ensure service life of the EPA more of 35000 hours.

The main performance, parameters and some results of the researches are presented.

УДК 515.2

Застосування номографування до геометричного моделювання обводів перерізів повітрозабірників авіадвигунів параболо-еліптичних форм / М.О. Ходак, В.В. Ситниченко, О.А. Вишневський // Авіаційно-космічна техніка і технологія.– Харків, 2003.- Вип. 5 (40).– С. 118 – 122.

У роботі приведені результати дослідження геометричного моделювання обводів складних форм характерних перерізів повітрозабірників авіаційних газотурбінних двигунів та їх розрахунок із застосуванням номографування.

УДК 515.2

Применение номографирования к геометрическому моделированию обводов сечений воздухозаборников авиадвигателей параболо-эллиптических форм / Н.А. Ходак, В.В. Ситниченко, О.А. Вишневский // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 118 – 122.

В работе приведены результаты исследования геометрического моделирования обводов сложных форм характерных сечений воздухозаборников авиационных газотурбинных двигателей и их расчёт с применением номографирования.

UDC 515.2

Use Nomogramming For Modelling Of Volumes Intake Dust Of Air Engines With Parabolic And Elliptical Entrance / M. Hodak, V. Sitnichenko, O. Vishnevsky // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 118 – 122.

In work consider the questions of geometrical modelling of intake dust of air engines with parabolic and elliptical entrance and direct work formulas for their computation.

УДК 621.746.04

Технологические пути реализации теории переменной износостойкости при отливке чугунных заготовок в двигателестроении / Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 127 – 130.

Рассмотрены технологии, позволяющие получать заготовки в двигателестроении с улучшенными физико-механическими свойствами.

UDC 621.746.04

Applictions of the Variable Wear Resistance Theory for Iron Ingot Beank Casting in the Field of Propulsion Engineering / L.P. Klymenko, O.F. Prichtchepov, V.I. Andreev // Aerospace Technique And Technology.– Kharcov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 127 – 130.

The technologies of obtaining cost parts with improved physical and mechanical properties for propulsion engineering.

УДК 621.785

Методика проектирования технологических процессов обработки распределительных валов / В.В. Непомилуев, Е.Е. Цедейко // Авиационно–космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 131 – 134.

Исследованы причины возникновения и релаксация остаточных напряжений, возникающих при изготовлении нежёстких валов. Проведён анализ различных способов снижения остаточных напряжений и обеспечения их равномерности. Предложено использовать системный подход к проектированию технологических процессов обработки нежёстких валов, который бы учитывал множество факторов, возникающих при обработке.

UDC 621.785

Methods Of Projecting Technological Processes Of A Treatment Of Non–Rigidical Shafts / V.V. Nepomiluev, E.E. Tsedeiko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 131 – 134.

The causes of appearance and relaxation of residual stresses were investigated/ The analysis of various modes of reduction residual stresses and of ensuring its uniformity was carry out. The system approach of projecting technological processe, which may be take into account many factors arising during the treatment, was offer to use.

УДК 620.178.38

Эффективность поверхностного деформационного упрочнения деталей из сплава ЭК79-ИД в условиях термосилового нагружения / Д.В. Павленко, В.К. Яценко, А.А. Филоненко, Э.В. Кондратюк // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).- С 135 – 137.

Рассматривается вопрос эффективности применения деформационного упрочнения поверхностного слоя для повышения предела выносливости деталей, работающих в условиях "мягкого" термосилового нагружения. Показано, что при циклическом изменении температуры в диапазоне 200-500°С предел выносливости образцов, упрочненных стальными шариками, выше чем предел выносливости образцов в исходном состоянии на 41%.

UDC 620.178.38

The Efficiency Of Surface Deformation Hardening Of Details From An Alloy EK79-ID In Conditions Of Thermal-forces Loading / D.V. Pavlenko, V.K. Yatcenko, A.A. Filonenko, E.V. Kondratjuk // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).- P 135 - 137.

The deformation hardening of a surface layer is discussed as the effective technological method to improve a fatigue limit of parts working at "soft" thermal-forces conditions of loading. The incensement of the fatigue limit on 41% is observed for specimens treated by steel balls comparing with untreated ones. Such advantage is observed for the range of temperatures between 200 and 500°C.

УДК 621.7.044

Особенности импульсного деформирования патрубка с кольцевым рифтом в сборной матрице / А.Г. Нарыжный, В.Н. Сапрыкин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 138 – 141.

С использованием численного моделирования выполнен анализ напряженно- деформированного состояния заготовки и матрицы при импульсной гидродинамической штамповке детали с кольцевым рифтом. Отмечены особенности деформирования заготовки, связанные с течением на ребре матрицы, а также с трением между заготовкой и матрицей.

UDC 621.7.044

Features Of Pulse Deforming Of A Fitting Pipe With Ring-Type Corrugation In A Complex Matrix / A.G. Narizhni, V.N. Saprikin // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P 138 - 141.

With usage of a numerical modeling the analysis of blank and matrix stress- deformation state is executed at a pulse hydrodynamic extrusion of a part with ring-type corrugation. The features of deforming of blank, bound with flow on a crossbar of a matrix, and also with friction between blank and matrix are marked.

УДК 533.9.07

Метод плавки алюминия в вакууме с помощью полого катода / Н.Н. Кошелев, А.В. Лоян, В.А. Омельчук // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 142 – 145.

Произведена сравнительная оценка оборудования для плавки алюминия, применяемого в данное время и нового метода с помощью полого катода. Показана экономическая эффективность данного метода.

UDC 533.9.07

Method Swimming Trunks Of Aluminum In Vacuum With The Help Of The Hollow Cathode / N.N. Koshelev, A.V. Loyan, V.A. Omelchuk // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P 142 - 145.

The comparative estimation of the equipment for swimming trunks of the aluminum used at present and a new method with the help of the hollow cathode is made. Economic efficiency of the given method is shown.

УДК 621.436:74.01

К вопросу о финишных операциях при обработке поршня / А.В. Белогуб, О.А. Солоха, А.Г. Щербина, А.С. Стрибуль, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 146 – 149.

В статье рассматриваются некоторые факторы, оказывающие влияние на точность геометрических параметров при чистовой обработке внешней поверхности поршней, в частности, условия закрепления и конструктивные особенности копирного приспособления. Исследованы причины, вызывающие наибольшие отклонения геометрии поршня от заданной. Даны рекомендации по проектированию технологической оснастки. Результаты исследования использованы в производстве.

UDC 621.436:74.01

To Matter Of Finish Operations During Machining The Piston / A.V. Belogub, O.A. Solokha, A.G. Sherbina, A.S. Stibul, Y.A. Gusev // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P 146 - 149.

The some factors that influence on accuracy of geometric parameters during finish machining of piston external surface, in particular, fixing conditions and design features of cam device are considered. The efficients that cause most divergence of piston geometry have been investigated. The recommendations concerning design of technology equipment are given. The results of investigation are used in manufacture.

УДК 65.011.3

Моделирование процессов разработки новой техники с использованием графов с возвратами / Ю.Ю. Гусева // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 150 – 152.

Предложена методика, позволяющая моделировать процесс разработки новой техники, включающий возвраты на доработку.

UDK 65.011.3

Modelling of development's processes of new technique with utilisation of return arc's graph / J.J. Guseva // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P 150 - 152.

Method is proposed to modelling of development's process of new technique, inclusive returns for revision.

УДК 629.7.087:538.4:001.2

Холловский двигатель малой мощности / С.Н. Кулагин, И.Н. Стаценко, Л.Г. Дубовик, Л.Б. Кабакова, Ю.В. Манец // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).- С. 153 – 155.

Рассмотрено несколько вариантов конструкции холловского двигателя малой мощности (ХДММ) и проведена оценка влияния различных факторов на его интегральные характеристики. Показано, что использование в конструкции ХДММ Д-37 магнитного экрана с целью увеличения ресурса вполне приемлемо.

UDC 629.7.087:538.4:001.2

Low-Power Hall Thruster / S.N. Kulagin, I.N. Statsenko, L.G. Dubovik, L.B. Kabakova, Y.V. Manets // Aerospace Technique And Technology. - Kharkov, 2003. - Iss. 5 (40).- P. 153 – 155.

Some variants of a design of low-power hall thruster (LPHT) are considered and the estimation of influence of the various factors on its integrated characteristics is carried out. Is shown, that use in a design LPHT D-37 of the magnetic screen with the purpose of increase of a lifetime is quite acceptable.

УДК 533.9.07

Математическое моделирование распределения потенциала в межэлектродном зазоре ионно-оптической системы плазменно-ионного ускорителя / Н.В. Белан, С.Ю. Нестеренко, Чжен Маофань // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 156 – 158.

Представлена математическая модель процессов и результаты расчета распределения электрического поля в межэлектродном зазоре плазменно-ионного двигателя.

UDC 533.9.07

Mathematic Modeling Of Potential Distribution Inside The Inter-electrode Gap Of Plasma-Ion Accelerator Ion Optical System / N.V. Belan, S.Yu. Nesterenko, Zheng Maofan // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 156 – 158.

The mathematic model of processes and calculations results are presented for electric field distribution inside inter-electrode gap of plasma-ion thruster.

УДК 621.436

Конечно-элементная модель теплообмена в безнакальном термоэмиссионном катоде./ П.А. Дыбский, А.В. Лоян, Н.Н. Кошелев // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 159 – 161.

Предпринята попытка построения конечно-элементной (КЭ) модели для описания теплообмена, происходящего в безнакальном термоэмиссионном катоде (БНК). В работе рассмотрены режимы запуска БНК, выхода БНК на стационарный режим и собственно стационарный режим. Основное внимание было уделено выбору геометрических и теплофизических параметров КЭ модели. Оценка достоверности модели проводилась на основании сравнения с результатами экспериментальных измерений. Продемонстрирована возможность адекватного численного анализа сложной прикладной нелинейной нестационарной задачи радиационного теплообмена при помощи метода конечных элементов (МКЭ)

UDC 621.436

Finite-Element Model Of Heat Transfer In The Heaterless Thermoemission Cathode / P.A. Dybskiy, A.V. Loyan, N.N. Koshelev // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 159 – 161.

Finite-element model was developed in order to simulate heat transfer in the heaterless thermoemission cathode. Start-up, pre-stationary and stationary regimes were under consideration in the work. The main efforts were devoted to geometrical and thermophysical properties of finite element model. The model validation were based upon experimental measurements of temperature distributions along cathode external housing. An adequacy of FE numerical analysis of complex thermal radiation heat transfer engineering problem were demonstrated.

УДК 533.9.07

Экспериментальные исследования влияния размеров диафрагмы на параметры работы катода в диапазоне токов от 3 до 5 А / М.Т. Алиева // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 162 – 164.

Рассмотрены вопросы влияния размеров диафрагмы на параметры работы безнакальных полых катодов. В статье изложены экспериментальные результаты работы безнакального полого катода (БНК) с различными диафрагмами в диапазоне рабочих токов от 3 до 5 А.

UDC 533.9.07

Experimental Researches Of Influence Of Diaphragm's Dimensions To The Heaterless Hollow Cathodes Work In Currents Range From 3 To 5A / M.T. Alyeva // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 162 – 164.

Surveyed the questions of influence of diaphragm's dimensions to the heaterless hollow cathodes work parameters. In the article experimental outcomes of heatedless hollow cathodes (HHC) work with various diaphragmes in working currents range from 3 up to 5 A are presented.

УДК 621.3.032.21

Металлопористые пропитанные W-Re-катоды ЭРД / А.А. Таран, А.И. Оранский, Н.В. Белан // Авиационно–космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 165 – 169.

Разработана методика получения МПК с губкой из 75 % масс Re и 25 % W и эмиссионно–активным веществом 3BaO·0,5CaO·Al2O3. Изучены эмиссионные свойства и особенности работы таких МПК с нормальной пропиткой и избытком эмиссионно–активного вещества. Показано, что МПК с W-Re губкой и с нормальной пропиткой характеризуются более высокими эмиссионными свойствами по сравнению с МПК с вольфрамовой губкой, что позволяет рекомендовать их для использования в полых катодах электрических ракетных двигателей.

UDC 621.3.032.21

Matrix–Type Impregnative W-Re Cathodes Of Electric Rocket Engines / A.A. Taran, A.I. Oransky, N.V. Belan // Aerospace Technique And Technology.– Kharkiv, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 165 – 169.

The technique of obtaining matrix–type impregnative cathodes with 75 % mass Re and 25 % mass W sponge and 3BaO·0,5CaO·Al2O3 emissive active substance has been developed. The emission properties and the work peculiarities of such cathodes with normal impregnation and of one with excess of emissive active substance have been studied. It has been shown that cathodes with normal impregnation have higher emission properties in comparison with cathodes with the tungsten sponge. It allows to recommend to use them in the hollow cathodes of electric rocket engines.

УДК 629.78

Прямопролетный режим плазменного источника электронов / А.В. Хитько // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).- С. 170 – 172.

Рассмотрены физические процессы при прямопролетном режиме работы катода. Определены граничные величины давления в полости при которых он реализуется. Разработаны рекомендации по организации рабочих процессов.

UDC 629.78

Straight Drift Mode Of Plasma Electron Source / A.V. Khitko // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 5 (40).- P. 170 – 172.

Physical processes are considered at straight drift a mode of operation of the cathode. Boundary sizes of pressure in a cavity are determined at which it is realized. Recommendations for the organization of working processes are developed.

УДК 536.33:563.3

Тепловая защита стенок высокоэнергетических установок / С.М. Аринкин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.- Вып. 5 (40).– С. 173 – 174.

На основе численного эксперимента рассматривается эффективность тепловой защиты стенок высокоэнергетических установок с температурой активного объема, исчисляемой десятками тысяч градусов. Тепловая защита создается восстановлением легкокипящих соединений тугоплавких металлов. Способ обеспечивает высокую степень полидисперсности и экранирующих свойств газопылевой защиты.

UDC 536.33:563.3

Thermal Protection Of Walls Of High-Energy Arrangements / S.M. Arinkin // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 173 – 174.

On the basis of numerical experiment the efficiency of thermal protection of walls of high-energy installations with the temperature of aktive volume about tens thousand of degrees is considered. The thermal protection forms by restoring of boilable combinations of tight-fused metals. The way provides a high scale of a polydispersity and screening properties of gas-powdered curtain.

УДК 621.455

Графоаналитический метод расчёта дросселирующих устройств систем хранения и подачи ЭРДУ / А.В. Клешнёв, В.М. Дураченко, М.И. Кошкин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 5 (40).– С. 175 - 177.

В данной статье представлены результаты разработки программного обеспечения для проектирования параметров дросселирующих устройств, устанавливаемых в системе хранения и подачи ЭРДУ. В расчёте использован графоаналитический метод выбора параметров. Результат разработки данного ПО представлен на примере расчёта пакета дросселирующих шайб с докритическим режимом истечения. В статье приведена расчетная система номограмм для данного случая и описание её построения.

UDC 621.455

The Graphic-Analytical Method Of The Calculation Throttling Devices Feed And Storage System Eps / A.V. Kleshniov, V.M. Durachenko, M.I. Koshkin // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 5 (40).– P. 175 - 177.

In article results of development of the software for designing parameters a throttling devices feed and storage system EPS are submitted. In calculation it is used a graphic-analytical method of a choice of parameters. The result of development of the software is submitted by the example of calculation of a package throttling washers with a subcritical mode of the expiration. In article given the system nomogram for this a case and the description of its construction.