

УДК 621.7.044

О.В. МАНАНКОВ

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

МЕТОДЫ УСТРАНЕНИЯ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ ЗАГОТОВКИ ПРИ ШТАМПОВКЕ-ВЫТЯЖКЕ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛОСКИХ ЗАГОТОВОК ПРИ ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ

Проведен анализ авиационных деталей, полученных из листовых заготовок штамповкой-вытяжкой. Установлены виды потери устойчивости заготовки. Проанализированы меры по борьбе с потерей устойчивости заготовки, имеющиеся в статике; даны рекомендации для импульсного нагружения. Сформулированы направления дальнейших исследований.

гофры, потеря устойчивости, электродные пары направленного воздействия, многоместный разрядный блок

Существует широкая номенклатура авиационных деталей со сложной в плане конфигурацией, получаемых штамповкой-вытяжкой из листовых заготовок. Это в основном элементы каркаса самолета и элементы, применяющиеся в оборудовании (корпуса приборов, панели приборов и т.д.) [1]. Общим для этих деталей является наличие стенки, бортов и различных элементов, повышающих жесткость. Также некоторые из них представляют собой сложные замкнутые формы.

Разработка технологического процесса таких деталей представляет собой длительный и сложный процесс. Одна из причин сложности данного процесса – это потеря устойчивости фланцевой части заготовки (образование гофров), а в некоторых случаях и купольной части детали, что приводит к неисправимому браку. Сам же процесс потери устойчивости заготовки при штамповке-вытяжке сложный и многофакторный.

В настоящее время существует несколько традиционных способов борьбы с потерей устойчивости. В первую очередь, это борьба со складками, образующимися на фланцевой части заготовки. При штамповке в жестких матрицах и жестким пуансоном для предотвращения образования складок на фланце применяются следующие способы [2, 3]:

– *вытяжка с прижимом фланца заготовки* (рис. 1, а) – в этом случае для предотвращения образования складок заготовка принудительно прижимается к зеркалу матрицы перед началом вытяжки, т.е. к прижимной плите прикладывается усилие, достаточное для предотвращения потери устойчивости фланца;

– *вытяжка с ограничением высоты образующихся гофров* (рис. 1, б) – неподвижная плита (складкодержатель), которая в период деформирования заготовки находится от зеркала матрицы на расстоянии не более $(0,1 \dots 0,2)s$, где s – толщина заготовки, что ограничивает высоту возникающих на фланце гофров; при переходе через перетяжное ребро матрицы образовавшиеся невысокие пологие гофры разглаживаются в зазоре между пуансоном и матрицей; недостаток этого метода состоит в том, что необходимо точно выдерживать зазор между поверхностями фланца заготовки и складкодержателя, в противном случае на наружной кромке фланца наблюдается пластический изгиб, приводящий к образованию большого числа мелких складок;

– *вытяжка с перегибом фланца заготовки, реверсивная вытяжка* (рис. 1, в) – в процессе вытяжки, вследствие увеличения растягивающих напряжений и момента инерции фланца, последний не

теряет устойчивости почти до конца процесса деформирования; появляющиеся на периферии фланца в начальный момент вытяжки невысокие гофры разглаживаются в зазоре между пуансоном и матрицей; к сожалению, этот способ позволяет получить менее глубокие детали, чем два предыдущих способа.

При штамповке с помощью эластичной среды, когда один из инструментов представляет собой жидкость или резину, возникает угроза потери устойчивости купольной части заготовки из-за слабой ее жесткости.

Эта же проблема существует и при импульсной штамповке-вытяжке. Для предотвращения потери устойчивости при импульсном нагружении заготовки применяются различные мероприятия, часть из которых является такой же, как и при статике. Один из таких методов основан на применении профили-

рованной поверхности для бесприжимной штамповки [4] – метод реверсивной вытяжки (рис. 2). Штамповка по этому методу осуществляется обтяжкой пуансона заготовкой. При обтяжке наружная кромка заготовки скользит по неподвижной опоре специального профиля, при этом образуется глубокий рифт на фланце, увеличивающий его жесткость и предотвращающий потерю устойчивости. Этот метод трудно, а часто и невозможно применить при изготовлении динамическими способами вытяжки тонкостенных изделий, изделий из жестких, сильно упрочняющихся материалов. В этих случаях наиболее эффективно и практически незаменимо применение штампов с прижимным устройством. В работе [5] автором рассмотрен процесс потери устойчивости фланца при импульсной штамповке-вытяжке. Приведен механизм образования складок на фланце

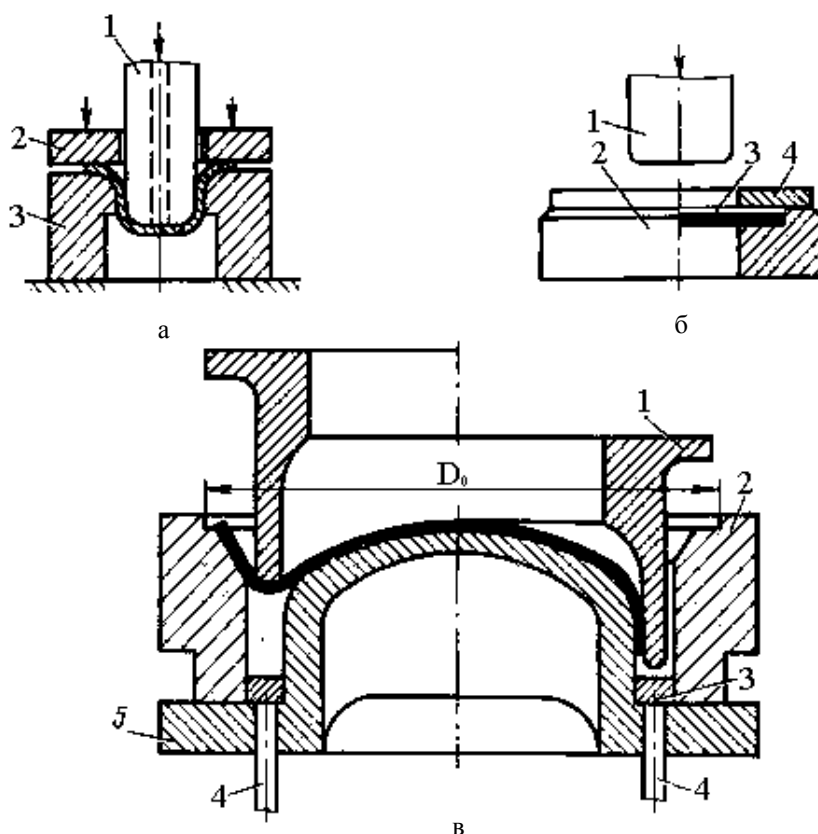


Рис. 1. Схема основных способов предотвращения образования складок на фланце:
 а – вытяжка с прижимом фланца заготовки: 1 – пуансон, 2 – прижимное кольцо, 3 – матрица;
 б – вытяжка с ограничением высоты образующих гофров: 1 – пуансон, 2 – матрица, 3 – заготовка,
 4 – складкодержатель; в – вытяжка с перегибом фланца заготовки: 1 – верхняя круговая матрица,
 2 – нижняя матрица, 3 – выталкиватель, 4 – штифты выталкивателя, 5 – пуансон, D_0 – диаметр заготовки

при импульсной штамповке, приведены расчетные формулы усилия прижима необходимого для предотвращения складкообразования, а также несколько схем прижимных устройств для импульсной штамповки-вытяжки.

В работе [6] было установлено, что несимметричная форма детали в плане, а также наличие прямолинейных участков перетяжных ребер приводит к неравномерной скорости перемещения фланца заготовки по периметру. Прямолинейный участок фланца, обладая меньшей потребной энергией деформирования, втягивается в полость матрицы более интенсивно, чем на закруглениях. При этом на прямолинейный участок, кроме растягивающих сил, действуют сжимающие, обусловленные тангенциальными сжимающими напряжениями, возникающими на закруглениях фланца, которые при опережающем давлении прямолинейной части фланца и при недостаточном усилии прижима заготовки вызывают гофрообразование.

Кроме этого, если деталь имеет на поверхности различного рода выштамповки, потребная энергия деформирования которых значительно выше, чем на прямолинейных участках фланца, то отштамповать такую деталь за один переход не удастся, т.к. подобранный заряд, необходимый для деформирования выштамповки, получается убыточным для других элементов заготовки. Это приводит к указанным выше дефектам. В противном случае деталь получается недоштампованной. Имеются практические рекомендации по осуществлению процесса взрывной штамповки деталей сложной формы, часть из которых – это профилирование заготовки и разделение операции на несколько переходов.

В работе [7] при электрогидравлической штамповке (ЭГШ) крупногабаритных тонколистовых деталей с отношением диаметра заготовки к ее толщине более 200 – 300, предложен метод последовательных локальных нагружений. Основной трудностью получения таких деталей является возникнове-

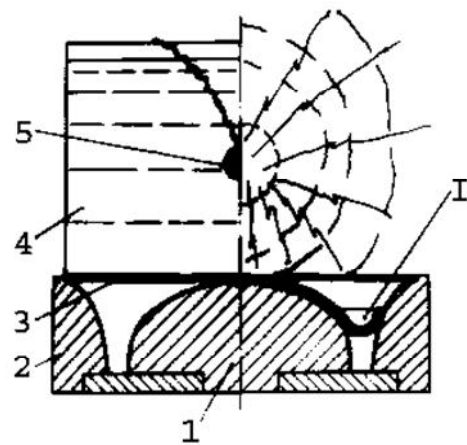


Рис. 2. Схема бесприжимной штамповки зарядом БВВ:

I – рифт на фланце заготовки; 1 – пуансон;
2 – неподвижная опора; 3 – заготовка;
4 – разовая емкость с передающей средой – водой; 5 – формообразующий заряд БВВ

ние местной потери устойчивости на фланцевой и купольной частях. Этот метод позволяет увеличить жесткость заготовки в районе перетяжного ребра матрицы путем первоначального нагружения этой зоны, при котором образуются участки с большой кривизной. Затем штампуется центральная часть. Такой метод возможно осуществить только импульсной штамповкой.

Точно такие же проблемы возникают и при электрогидравлической штамповке эллиптических днищ средних размеров Ø300 – 400 мм. Это связано с неустойчивостью кольцевого участка заготовки шириной 100 – 120 мм, свободного от прижима и примыкающего к внутреннему диаметру очага прижимной плиты. Неустойчивость возникает в связи с действующими сжимающими напряжениями в этой зоне при вытяжке фланца заготовки из-под прижима. Такая неустойчивость проявляется в образовании гофров, которые в дальнейшем могут перерасти в складки. Во избежание подобных явлений при вытяжке необходимо на первых стадиях деформирования повысить жесткость неустойчивого участка заготовки путем придания ему значительной кривизны. При этом материал, выходящий из-под прижима, будет опираться на вертикальную стенку матри-

цы. При отработке технологического процесса штамповки эллиптических днищ средних размеров на серийном прессе ПЭГ-25 на начальной стадии на фланце заготовки образуются гофры. Во избежание образования гофров на начальной стадии был использован концентратор силового поля конического типа [8]. Но применение концентратора силового поля усложняет штамповую оснастку и увеличивает время технологического процесса, так как концентратор силового поля необходим только на начальной стадии получения детали.

Созданный в 70-х годах в проблемной лаборатории ЭГШ МИНТ «ХАИ» многоместный разрядный блок (МРБ) для электрогидравлических установок позволил расширить номенклатуру деталей, получаемых электрогидравлической штамповкой. Основным элементом МРБ является электродные пары направленного воздействия (ЭПНВ). Благодаря близко расположенным ЭПНВ, за счет подключения

той или иной электродной пары, можно получить любое распределения нагрузки на поверхности заготовки.

Применение многоместного разрядного блока с ЭПНВ позволили штамповать эллиптические днища без применения концентраторов силового поля [9]. Так, при штамповке тех же эллиптических днищ на опытной установке УЭГШ-2, разработанной автором, оснащенной МРБ с 28 ЭПНВ, расположенных по концентрическим окружностям и одной центральной ЭПНВ. Создавалось поле высокого давления на неустойчивой зоне путем подключения шести ЭПНВ, расположенных на диаметре 360 мм, и шести ЭПНВ, расположенных на диаметре 420 мм (рис. 3). Но окончательно равномерное поле получить не удалось. В работах [10, 11] показано, что на равномерность поля при штамповке на ЭГШ с МРБ влияет большое количество факторов, большая часть которых связаны с конструкцией технологи-

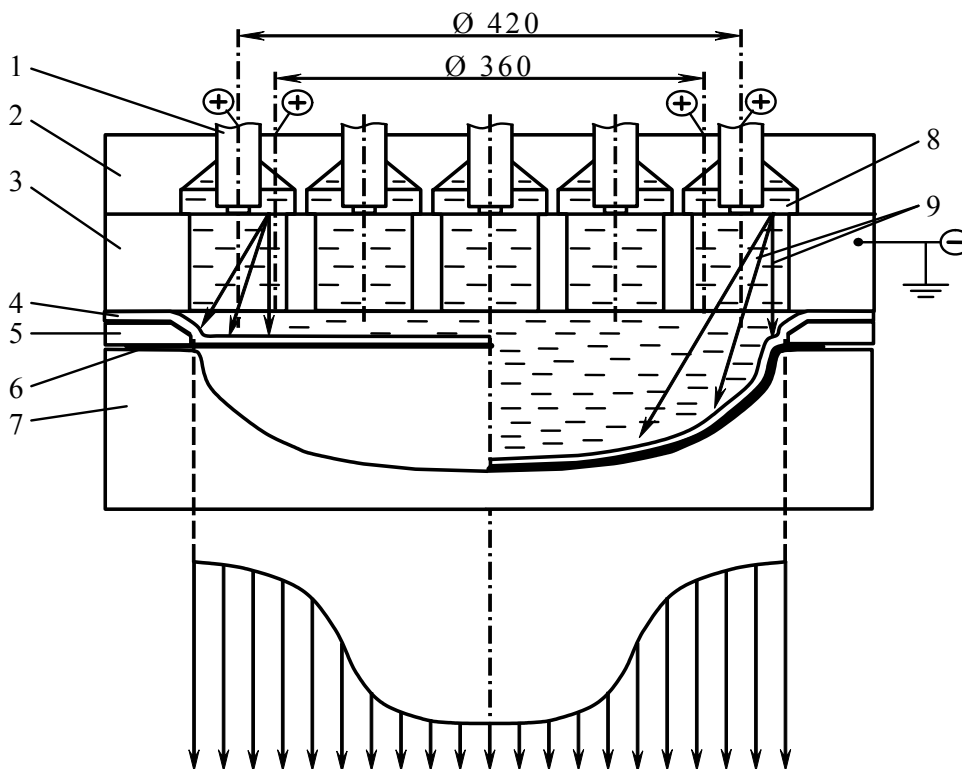


Рис. 3. Схема штамповки и эпюра результирующего давления при штамповке в МРБ:
1 — электрод; 2 — плита с отражателями; 3 — плита с направляющими полостями — «массовый» электрод;
4 — эластичная диафрагма; 5 — прижимная плита; 6 — заготовка; 7 — матрица; 8 — вода; 9 — ударные волны

ческого блока (профиль разрядной камеры, осевое положение электрода в разрядной камере, расстояние от края МРБ до заготовки). В работе [11] было предложено несколько новых перспективных схем МРБ для получения равномерного поля давления на заготовке.

До настоящего времени процесс штамповки-вытяжки деталей на электрогидравлических прессах с многоместным разрядным блоком практически не изучен. Существует только некоторое теоретическое описание процесса вытяжки для определенного класса деталей или практические рекомендации для получения некоторых типов деталей. Обобщенной же теории штамповки-вытяжки деталей на электрогидравлических установках с многоместным разрядным блоком не существует. Данный процесс представляет интерес для дальнейшего более глубокого изучения с целью получения качественных и количественных характеристик и обобщения теории штамповки-вытяжки деталей на электрогидравлических прессах с многоместным разрядным блоком. Это позволит усовершенствовать параметры штамповки-вытяжки при электрогидравлической штамповке на установках с МРБ.

Литература

1. Современные технологии авиастроения / А.Г. Братухин, Ю.Л. Иванов, В.И. Марьин и др. / Под ред. А.Г. Братухина, Ю.Л. Иванова. – М.: Машиностроение, 1999. – 832 с.
2. Шофман Л.А. Теория и расчеты процессов холодной штамповки. – М.: Машиностроение, 1964. – 375 с.
3. Технология самолетостроения / А.Л. Абибов, Н.М. Бирюков, В.В. Бойцов и др. / Под ред. А.Л. Абибова. – М.: Машиностроение, 1982. – 551 с.
4. Волков А.И. Бесприжимная штамповка взрывом осесимметричных листовых деталей: Дис. канд. техн. наук. – Х., 1965. – 193 с.
5. Чебанов Ю.И. Исследование работы прижимных устройств при высокоскоростной штамповке-вытяжке: Дис. ... канд. техн. наук. – Х., 1966. – 247 с.
6. Горбань В.П. Исследования, разработка и внедрение процесса листовой штамповки деталей авиационных конструкций энергией взрыва: Дис. ... канд. тех. наук: 05.16.05. – Х., 1974. – 122 с.
7. Тараненко М.Е., Чебанов Ю.И., Шипилов Ю.В. О повышении эффективности электрогидроимпульсной штамповки (ЭГИШ) // Импульсная обработка металлов давлением. Темат. сборник научн. тр. – Х.: ХАИ. – 1981. – № 9. – С. 49 – 54.
8. Беляев Ю.П., Витиевский В.И., Смеляков Е.П. Интенсификация электрогидроимпульсной штамповки с помощью концентраторов силового поля // Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 6. – С. 10 – 12.
9. Князев М.К. Исследование, разработка и внедрение технологических процессов электрогидравлической штамповки с применением многоэлектродных разрядных блоков: Дис...канд. техн. наук: 05.03.05. – Х., 1995. – 223 с.
10. Князев М.К., Кириенко П.Г., Гадяцкая И.Ю. Оптимизация конструкции разрядных блоков для электрогидравлической штамповки листовых деталей летательных аппаратов // Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2002. – Вып. 30 (3). – С. 67 – 76.
11. Князев М.К., Чебанов Ю.И., Мананков О.В. Согласование параметров оборудования с характером технологических задач электрогидравлической листовой штамповки // Вопросы проектирования и производства конструкций ЛА. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2004. – Вып. 36 (1). – С. 95 – 102.

Поступила в редакцию 5.10.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, Научно-исследовательский институт технологии машиностроения, Харьков.

УДК 621.7.044

В.Е. ЗАЙЦЕВ, А.П. МЕЛЬНИЧУК*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО УЗЛА В УСТАНОВКАХ ДЛЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ШТАМПОВКИ НА ОСНОВЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МУЛЬТИПЛИКАЦИИ СКОРОСТИ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЯВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Особенности использования порохов в процессах гидродинамической штамповки вызывает необходимость поиска новых альтернативных источников энергии, обеспечивающих скорость снаряда более 100 м/с. Целесообразным и перспективным является разработка энергетического узла в установках для гидродинамической штамповки на основе мультипликационного разгона снаряда с реализацией явления гидравлического удара. Сообщение снаряду начальной динамики разгона осуществляется гидравлической мультипликацией скорости при движении жидкости в сужающемся канале. Дальнейший разгон снаряда происходит сообщением ему дополнительного импульса, обусловленного организацией на торце снаряда, граничащем с жидкостью, гидравлического удара, что приводит к увеличению скорости и динамики разгона снаряда. Принципиально внешними источниками энергии могут быть любые системы.

гидродинамическая штамповка, энергоузел, мультипликация, гидравлический удар, разгон снаряда

Введение

Развитие технологии гидродинамической штамповки (ГДШ) замедлилось в последние годы по причине переоценки социальных критериев. Как известно, в этих процессах, отличающихся в технологическом плане существенными преимуществами перед традиционными способами листовой штамповки, использовали для реализации довольно необычный энергоноситель – порох, что вызывает необходимость поиска новых альтернативных источников энергии, удовлетворяющих требованиям ГДШ, главным из которых является обеспечение высоких скоростей снаряда (100 ... 200 м/с).

В общем случае при создании оборудования гидроударного действия могут применяться приводы, принцип работы которых основывается на использовании гравитационных сил, механических и гидравлических передач, электрических токов и теплового расширения газов, результатом чего являются, гидравлические, электромагнитные и тепловые. Основным недостатком перечисленных энергосистем

(за исключением тепловых) является сложность обеспечения разгона снаряда до скоростей выше 100 м/с в стволе длиной около 1 м.

В настоящее время в оборудовании для ГДШ применяются установки с энергоузлами (табл. 1) [1]:

- пороховым;
- газодетонационным;
- жидкостным (перегретый пар);
- воздушным (сжатый воздух).

Кроме того, в других импульсных машинах применяются энергетические системы с использованием газо- и топливовоздушных смесей, опыт внедрения и эксплуатации которых может также найти применение в установках гидроударного типа. К этой группе оборудования можно отнести и некоторые типы высокоскоростных молотов. Известна также схема привода машин ударного действия, где потенциальная энергия вакуума преобразуется в кинетическую энергию подвижного инструмента [1, 2].

Оценивая тот или иной энергопривод, необходимо учитывать присущие каждому из них особенно-

сти, преимущества и недостатки (табл. 2).

На основании проведенного анализа можно заключить, что по значениям располагаемых и удельных энергетических параметров, скоростных характеристик и КПД процесса пресс-пушки, исполь-

зующие в качестве энергоносителя порох, значительно превосходят установки с другими энергосистемами, что объясняется высоким уровнем запасаемой энергии и большой плотностью энергоносителя [1, 3].

Таблица 1

Сравнительные оценочные характеристики импульсного оборудования для ГДШ

Тип энергопривода		Пороховой	Газодетонационный	Жидкостный	Воздушный
Источник энергии		Порох	Газовая смесь CH_4+2O_2	Перегретая жидкость	Сжатый воздух
Характеристики источника энергии	Способ высвобождения энергии	Горение	Детонационное горение	Расширение	Расширение
	Длительность импульса, с	10^{-3}	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}
	Скорость снаряда (поршня, бойка), м/с	до 200 (ПП7, 8кДж)	до 100 (ПП7ГД, 8кДж)	до 100 (ПП7Ж, 8кДж)	до 65 (СФТ-510, 25кДж)
	Удельная объемная энергоёмкость, 10^6 Дж/м ³	до 1600	до 3	до 27	до 1,5
Технологические характеристики	Тип оборудования	Пресс-пушки	Модернизированные пресс-пушки	Модернизированные пресс-пушки	Прессы гидроударного действия
	Габариты штампуемых деталей, мм	до 500	до 450	до 300	до 350
	Номинальная располагаемая энергия, кДж	75 (ПП9)	8 (ПП7ГД)	8 (ПП7Ж)	25 (СФТ-510)
	Максимальное давление в формирующей камере, МПа	до 1000 (ПП9)	до 100 (ПП7ГД)	до 100 (ПП7Ж)	до 200 (СФТ-510)
	Удельная энерговооруженность установки, Дж/кг	до 23	до 9	до 9	до 4
	Энергетический КПД установки, %	до 30	до 10	до 1,5	до 5

Наиболее близкими к пороховым пресс-пушкам по энергосиловым параметрам являются установки с газодетонационным и жидкостным энергоприводом, дальнейшему развитию которых препятствуют их принципиальные недостатки. Газодетонационному приводу присущи высокие значения пиковых давлений, развиваемых в рабочей камере при детонационном горении, что приводит к снижению надежности и долговечности элементов его конструкции, работающих в условиях высоких температур и динамических нагрузок. Жидкостный энергоузел отличается чрезвычайно низким КПД, обусловленный

необходимостью подвода энергии извне и значительными потерями тепла, связанными с теплоотдачей в конструкцию установки и окружающую среду [1, 2].

Наименьшими энергетическими возможностями по абсолютным и удельным показателям обладают импульсно-вакуумные машины [1].

Промежуточное положение по комплексу энергосиловых параметров занимают установки, использующие в качестве энергоносителя сжатый воздух, газо- и топливовоздушные смеси [1, 2].

Резюмируя вышеизложенное, можно сделать вы-

вод, что осуществление разгона снаряда в данных установках ствольного типа воздействием на него

непосредственно различных газовых субстанций альтернативных пороховым газам малоэффективен.

Таблица 2

Основные преимущества и недостатки рассматриваемых энергоприводов

Энергопривод		Энергоноситель	Преимущество	Недостаток
1	Пороховой	Порох	Высокие удельные энергетические характеристики, простота организации энергетического процесса, высокая скорость поршня	Социально-психологический фактор, экология
2	Газодетонационный	Газовая смесь $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2$	Высокая скорость поршня	Низкая надежность и долговечность, экология
3	Жидкостный	Перегретая жидкость	Высокая скорость поршня	Низкий КПД
4	Воздушный	Сжатый воздух	Экологичность	Низкие удельные энергетические характеристики
5	Внутреннего сгорания	Газо- и топливо-воздушные смеси	Широкая распространенность	Низкие удельные энергетические характеристики
6	Вакуумный	Атмосферное давление	Безопасность, экологичность	Низкие удельные энергетические характеристики

Основная принципиальная концепция предлагаемой системы разгона снаряда состоит в следующем (рис. 1) [4, 5]:

1. Сообщение снаряду начальной динамики разгона осуществляется на основе явления гидравлической мультипликации скорости, которое заключается в изменении (увеличении) скорости потока жидкости при движении его в сужающемся канале. При этом ускоренное перемещение снаряда в стволе происходит под действием давления жидкости, сопровождающей снаряд на всем пути его перемещения безотрывно.

2. Дальнейший разгон снаряда осуществляется сообщением ему дополнительного импульса, обусловленного организацией на торце снаряда, граничащем с жидкостью, явления гидравлического удара, что приводит к кратковременному значительному повышению давления жидкости.

Согласно принятому принципу – передаче энергии снаряду 4 через жидкость (передающую среду), первичное (внешнее) энергетическое воздействие должно сначала создать в жидкости 2 давление и с ускорением вытеснить ее из полости разгонной камеры 3 в надснарядную полость ствола 5. Это реализуется посредством вытесняющего (разделительного) поршня 1, отделяющего разгонную камеру, заполненную жидкостью, от полости, в которой происходит первичное энергетическое воздействие (рис. 1) [4].

Основываясь на предположении о несжимаемости жидкости и сплошности (неразрывности) течения, можно применить допущение

$$v_i d_i^2 = \text{const}, \quad (1)$$

где v_i и d_i – скорость потока и диаметр канала в i -м сечении соответственно.

При этом если жидкость 2 вытесняется в ствол 5 из мультипликационной камеры 3, имеющей диа-

метр нагружающего поршня 1 в n раз больше нагружаемого диаметра снаряда 4 (калибра ствола), то:

$$\frac{D_n}{d_{сн}} = n; \quad (2)$$

$$v_{сн} = v_n n^2, \quad (3)$$

где D_n и $d_{сн}$ – диаметр поршня и снаряда соответственно;

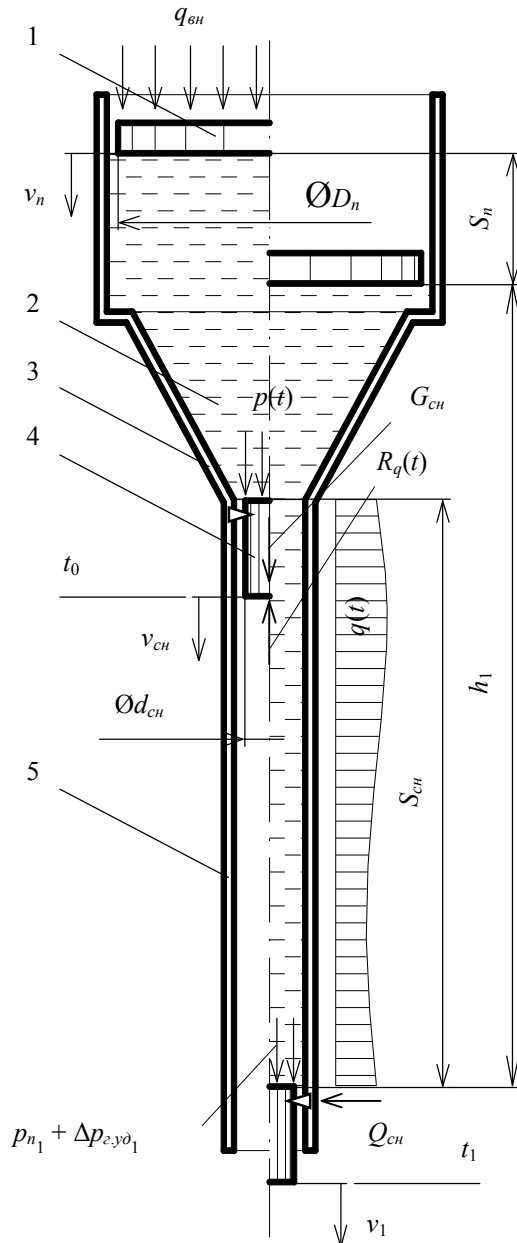


Рис. 1. Принципиальная схема разгонной гидравлической камеры:

- 1 – промежуточный поршень;
- 2 – жидкая разгоняющая среда;
- 3 – камера мультипликатора;
- 4 – снаряд; 5 – ствол

v_n и $v_{сн}$ – скорость движения поршня и снаряда соответственно.

Совместное движение снаряда и жидкости на первом этапе разгона осуществляется путем создания некоторого дополнительного внешнего (суфлирующего или дросселирующего) воздействия на снаряд (гидравлического, пневматического, электромагнитного и т.п.) $q(t)$, при котором обеспечивается неразрывное движение системы поршень-жидкость-снаряд [4].

Уравнение движения снаряда и уравнение сохранения количества движения (сохранения импульса) могут быть представлены в виде:

$$m_{сн} \frac{d^2 S_{сн}}{dt^2} = p(t) F_{сн} + G_{сн} - R_q(t); \quad (4)$$

$$m_{сн} \frac{dS_{сн}}{dt} = \int_0^t [p(t) F_{сн} + G_{сн} - R_q(t)] dt, \quad (5)$$

где $p(t)$ – давление жидкости в мультипликаторной камере, действующее на торец снаряда, и обусловленное внешним энергетическим воздействием $q_{вн}$ на поршень;

$F_{сн}$ – площадь поперечного сечения снаряда;

$G_{сн}$ – вес снаряда;

$R_q(t)$ – суммарный интегральный результат функции $q(t)$ внешнего воздействия на снаряд в процессе его движения;

$m_{сн}$ – масса снаряда;

$S_{сн}$ – длина пути перемещения снаряда;

t – текущее значение времени.

Второй этап разгона осуществляется при достижении заданных параметров движения системы поршень-жидкость-снаряд путем мгновенного торможения снаряда на преграде $Q_{сн}$, что приводит к возникновению в жидкости гидравлического удара.

Гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с малосжимаемой жидкостью при внезапном изменении ее скорости или давления. Этот процесс является быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давле-

ния. Изменение давления при этом тесно связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода.

Под воздействием ударной волны снаряд получает дополнительный импульс, отрывается от жидкости и далее разгоняется самостоятельно. Явление гидравлического удара приводит к увеличению скорости и динамики разгона снаряда.

Для качественной оценки целесообразности принятой концепции можно считать приемлемым допущение, что рассматриваемые процессы соответствуют течению идеальной (невязкой) жидкости.

Тогда в момент контакта снаряда с преградой t_1 на верхний торец снаряда будет действовать давление p_Σ , равное [6, 7]:

$$p_\Sigma = p_{n1} + \Delta p_{\Sigma, y\partial 1} \quad (6)$$

где p_{n1} – давление потока жидкости при движении в стволе;

$\Delta p_{\Sigma, y\partial 1}$ – приращение давления жидкости от давления ударной волны.

Каждое из слагаемых выражения (6) выглядит следующим образом:

$$p_{n1} = h_1 \gamma + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2}; \quad (7)$$

$$\Delta p_{\Sigma, y\partial 1} = \rho v_1 c, \quad (8)$$

где $h_1 \gamma$ – весовое давление;

p_1 – гидромеханическое давление (или просто давление);

$\rho v_1^2/2$ – динамическое давление;

h_1 – нивелирная высота или геометрический напор;

γ – удельный вес жидкости;

ρ – плотность жидкости;

v_1 – скорость потока жидкости;

c – скорость распространения ударной волны (для воды $c = 1435$ м/с).

Величину весового давления из рассмотрения можно исключить в виду ее малости по отношению к остальным слагаемым.

Таким образом, суммарное давление, действующее на торец снаряда в момент гидравлического удара, можно представить в виде

$$p_\Sigma = p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \rho v_1 c. \quad (9)$$

Выражение (9) справедливо при очень быстрой остановке снаряда, т.е. когда время его торможения меньше (или равно) продолжительности пробега ударной волны, что соответствует прямому гидравлическому удару [6, 7]:

$$T \leq t_\phi = \frac{2L}{c}, \quad (10)$$

где t_ϕ – фаза гидравлического удара;

L – длина участка трубопровода, по которому пробегает ударная волна.

При $T > t_\phi$ возникает так называемый не прямой гидравлический удар, при котором ударная волна, отразившись, возвращается к преграде (снаряду) раньше, чем она остановится. Очевидно, что повышение давления $\Delta p_{\Sigma, y\partial(T, L)1}$ при этом будет меньше, чем при прямом ударе $\Delta p_{\Sigma, y\partial 1}$.

Если предположить, что скорость потока при торможении снаряда уменьшается, а давление возрастает линейно по времени, то

$$\frac{\Delta p_{\Sigma, y\partial(T, L)1}}{\Delta p_{\Sigma, y\partial 1}} = \frac{t_\phi}{T}; \quad (11)$$

$$\Delta p_{\Sigma, y\partial(T, L)1} = \Delta p_{\Sigma, y\partial 1} \frac{t_\phi}{T} = \rho v_1 \frac{2L}{T}. \quad (12)$$

Таким образом, величина $\Delta p_{\Sigma, y\partial(T, L)1}$ в отличие от $\Delta p_{\Sigma, y\partial 1}$ (при прочих равных условиях $v_1 = \text{const}$, $\rho = \text{const}$) зависит от времени торможения T и длины канала L , но не зависит от скорости ударной волны c [6, 7].

Заключение

Приведенные доводы обосновывают целесообразность и перспективность разработки энергического узла в установках для ГДШ на основе мультипликационного разгона снаряда с реализацией явле-

ния гидравлического удара, что позволит устранить недостатки (социальные и экологические), свойственные установкам, где в качестве основного энергоносителя применяли порох, при сохранении преимуществ, присущих ГДШ.

Очевидно, что в реальном цикле описываемые процессы носят гораздо более сложный характер, и требуют основательного исследования.

На этапе мультипликационного разгона снаряда определяющими являются параметры движения промежуточного поршня и геометрия мультипликационной камеры.

Количественное значение импульса давления, действующего на верхний торец снаряда при гидравлическом ударе, зависит от скорости движения и высоты столба жидкости в момент торможения снаряда. Скорость течения определяет в основном максимальное значение давления гидравлического удара, а высота столба жидкости – время действия этого давления, т.е. время пробега ударной волны t_{ϕ} на участке длиной L . Суммарный результат (импульс давления) при гидравлическом ударе количественно определяется двумя этими величинами.

Таким образом, импульс давления и последующее количество движения снаряда являются управляемыми, что позволяет регулировать выходные параметры процесса разгона, т.е. дульную скорость снаряда на срезе ствола.

Принципиально внешними источниками энергии при разгоне снаряда с помощью предлагаемого энергоузла могут быть (за исключением пороховых газов): расширение сжатого воздуха, испарение сжиженного газа, расширение перегретого пара, горение кислородно-газовой, газо- и топливовоздушных смесей, химическое разложение энергоносителей с выделением газообразных продуктов, энергия различных механических систем (динамических, упругих, инерционных и т.д.), импульсно-вакуумные, электромагнитные, гравитационные и другие системы, обеспечивающие необходимое нагружающее воздействие на жидкость в разгонной камере.

Литература

1. Кривцов В.С., Брагин А.П., Мельничук А.П. Устройства разгона снаряда в установках для гидродинамической штамповки // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. науч. тр. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “ХАИ”. – 2001. – Вып. 27. – С. 26 – 33.
2. Степанов В.Г., Шавров И.А. Высокоэнергетические импульсные методы обработки металлов. – Л.: Машиностроение, 1975. – 278 с.
3. Брагин А.П., Полтарушников С.А., Мельничук А.П. Гидродинамическая штамповка на пресс-пушках: оценка целесообразности и некоторые предложения по ее внедрению // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве: Труды пятой межд. НТК 28 – 29 мая 2002. – Х.: ХНПК “ФЭД”. – 2002. – С. 439 – 443.
4. Брагин А.П., Зайцев В.Е., Полтарушников С.А. Варианты энергетических систем разгона снаряда в установках гидродинамической штамповки // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 2 (18). – С. 5 – 10.
5. Брагин А.П., Мельничук А.П. Гидродинамическая штамповка на пресс-пушках: предложения по усовершенствованию конструкции оборудования // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. науч. тр. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “ХАИ”. – 2002. – Вып. 31. – С. 151 – 157.
6. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах – М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.
7. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. – Х.: ХГУ, 1970. – 396 с.

Поступила в редакцию 30.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Гайдачук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков

УДК 621.822.5 : 539.3

В.Ю. АНОФРИЕВ¹, Л.Б. ГЕЦОВ², Ю.А. НОЖНИЦКИЙ³¹ЗАО «Интерневмаш», Санкт-Петербург, Россия²Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия³ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова", Санкт-Петербург, Россия

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ (ЧАСТЬ 1)

Рассматриваются вопросы проектирования и технологии изготовления крупногабаритных сварных рабочих колес из высокопрочных сталей с пределом текучести 900 – 1000 МПа.¹⁾ Проводились расчеты напряженно-деформированного состояния различных вариантов колес методом конечных элементов с использованием пакетов ANSYS и COSMOS и создана методика сопоставления результатов расчета с требованиями норм прочности, разработанных Невским машиностроительным заводом (НЗЛ) в 1977 г. Рассматриваются вопросы статической и усталостной прочности рабочих колес с использованием методики ЦНИИ «Прометей». Ресурс сварных рабочих колес в соответствии с действующими в РФ и за рубежом нормативными требованиями должен подтверждаться с учетом возможного роста трещин малоциклового усталости от дефектов, не выявляемых применяемыми методами неразрушающего контроля. Анализируется возможность образования дефектов в процессе отпуска колес для снятия напряжений. Рассматриваются критерии разрушения, которые могут быть положены в основу создания современных норм прочности колес из высокопрочных сталей. Анализируются результаты расчетов с помощью пакетов ANSYS и COSMOS.

крупногабаритные сварные рабочие колеса, метод конечных элементов, статическая и усталостная прочность, напряженно-деформированное состояние, критерии разрушения

Введение

Центробежные компрессора нового поколения по ГОСТ 28567-90 характеризуются высокими значениями энергопотребления и экономичностью (к.п.д.). Так, нагнетатель 2550-31-1 при производительности 2035 м³/мин ($Q_{20^\circ 760} = 112000 \text{ нм}^3/\text{час}$), начальном давлении 0,098 МПа, начальной температуре воздуха 30 °С и частоте вращения ротора 5019 об/мин обеспечивает конечное давление 0,407 МПа при потребляемой мощности 7400 кВт. Выполнение этих условий требует применения в конструкции высоконагруженных рабочих колес. Такая задача была решена за счет использования для изготовления рабочих колес высокопрочных свариваемых материалов с пределом текучести не менее 900 МПа, усовершенствования способов сварки, и использования совершенных методик прочностных расчетов¹⁾.

Работа проводилась применительно к роторам компрессоров 2550-31-1 для установки крекинга нефти и 16ГЦ2-ЦНД для сжатия попутного нефтяного газа. Были разработаны чертежи роторов, удовлетворяющих современным требованиям к конструкции, материалу и технологии изготовления и контроля, сформулированным с учетом полученного опыта изготовления головного образца. Были сформулированы новые концепции норм прочности колес, опирающиеся на результаты расчетов с использованием современных конечно-элементных пакетов (ANSYS и др.) и результаты экспериментов по изучению характеристик релаксации напряжений в процессе отпуска хрупкой и циклической прочности основного металла и металла сварных соединений.

Была разработана и освоена в производстве новая технология аргодуговой сварки рабочих колес из высокопрочной стали. Определены оптимальные режимы термической обработки колес на всех ста-

¹⁾ В работе принимали участие Балакин С.М., Баскаков Г.В., Гуц А.В., Ильин А.В., Марголин Б.З., Титова Т.И., Тургенев К.А.

дях их изготовления. Разработаны и реализованы в производстве новые технологические процессы прокатки листов и штамповки дисков из высокопрочной стали, а также штамповки лопаток, обеспечивающие высокие качество металла и коэффициент использования металла.

Проведенными расчетами напряженно-деформированного состояния и собственных частот рабочих колес с учетом расчетного определения уровня сварочных остаточных напряжений и экспериментально определенного уровня вибрационных напряжений подтверждена заданная техническими требованиями долговечность эксплуатации рабочих колес нагнетателя 2550-31-1 в условиях динамического нагружения при температурах до минус 30 °С включительно.

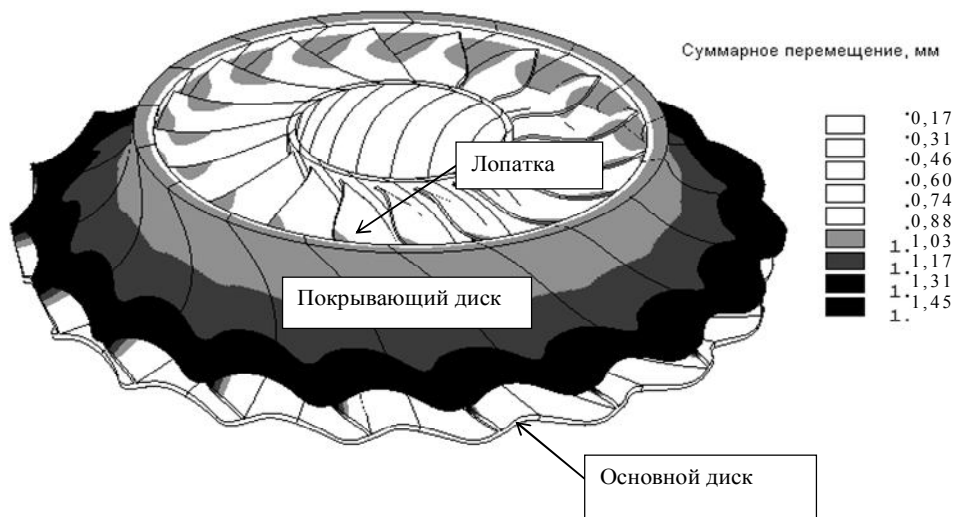
После испытания ротора при повышенном числе оборотов компрессор был отправлен заказчику и установлен в промышленную эксплуатацию. В настоящее время ротор безаварийно отработал ~15000 часов.

В настоящей статье на конкретных примерах рассматриваются вопросы технологии изготовления и особенности расчетов прочности рабочих колес центробежных компрессоров.

Технология изготовления заготовок рабочих колес из высокопрочной стали

Рабочие колеса современных компрессорных машин (рис. 1) представляют собой сварную конструкцию, состоящую из лопаток, покрывающего и основного дисков.

К числу требований, предъявляемых к материалам элементов таких рабочих колес, относятся хорошая свариваемость; высокие прочностные свойства, обеспечивающие высокую несущую способность; высокая хладостойкость до – 45 °С; сопротивление коррозионному сульфидному растрескиванию (в частности в средах, содержащих сероводород) для компрессоров, используемых в производстве удобрений, при крекинге нефти.



прокатку относительно тонкого крупногабаритного листа на стане "5000" и проведение качественной термообработки этого листа на оборудовании термического цеха по классической схеме "закалка + отпуск".

Для изготовления симметричных пакетов ис-

пользовался исходный лист толщиной 75мм из стали электрошлакового способа выплавки. Механические свойства материала прокатанных листов приведены в табл. 1, при этом процент волокна в изломе для листов 10 и 16 мм исследуемой плавки составил величину 100%.

Таблица 1

Механические свойства проката листов из стали типа 08ХН4МД толщиной 10 и 16мм

Толщина, мм	Место отбора проб ¹⁾	Результаты испытаний на растяжение при температуре + 20 °С				Ударная вязкость (KCV), дж/см ² при температуре		
		σ_b Н/мм ²	$\sigma_{0,2}$ Н/мм ²	δ %	ψ %	+ 20 °С	– 30 °С	KCV – 40 °С
10	верх	1096	1045	16,0	63,7	150-151	113-110-112	
	низ	1072	1014	15,0	66,3	146-153	121-139-127	
	верх	1093	956	17,7	66,5	148-165		102-91-109
	верх	1093	1052	16,0	65,6	145-162	111-122-122	
	низ	1062	1014	13,3	66,4	147-158	130-144-134	
16	верх	1083	1031	18,7	70,1	167-190		
	низ	1114	1048	19,0	69,0	155-151		
	верх	1103	1045	17,3	68,1	161-164		
	низ	1121	1055	17,3	68,0	165-156		
	верх	958	913	20,3	71,7	201-195		
	низ	1020	978	19,0	71,2	163-185		
	верх	982	937	20,0	71,6	185-185		
	низ	1052	1007	18,7	70,0	187-180		

¹⁾ верх листа относится к прибыльной части слитка, низ листа – к донной части слитка.

Штамповка лопаток из высокопрочной стали.

Производилась пробная штамповка нескольких лопаток с различными условиями охлаждения после штамповки:

На основании проведенных работ по изучению влияния условий охлаждения лопаток после штамповки была принята следующая технология штамповки лопаток.

1. Посадка партии заготовок лопаток в печь с температурой 950 ± 20 °С с использованием подкладок высотой не менее 50 мм.

2. Нагрев до температуры $950 + 50$ °С с выдержкой при этой температуре 30 минут. Отсчет времени выдержки проводился от момента достижения 950 °С.

3. Штамповка лопаток с переносом заготовок в штамп в течение не более 20 сек.

4. Охлаждение лопаток в течение 5 – 7 мин в

штампе, далее на воздухе. После штамповки 3 – 5 лопаток производится охлаждение штампа до комнатной температуры.

5. Отпуск партии штамповок лопаток при 610 ± 10 °С в течение 5,5 – 6,5 ч с последующим охлаждением на воздухе до температуры не выше 100 °С (принудительным с помощью вентилятора или без принудительного охлаждения).

6. Контроль размеров штамповок.

7. Контроль твердости металла всех штамповок и определение механических свойств металла двух штамповок от партии с минимальным и максимальным значениями твердости.

Были приняты следующие требования к механическим свойствам материала лопаток: $\sigma_b > 950$ МПа, $\sigma_{0,2} > 900$ МПа, $\delta > 12\%$, $\psi > 50\%$, $KCV > 600$ кДж/м² при – 30 °С при количестве волокна в изломе не менее 70%, $HB > 306$. В случае отступлений от механи-

ческих свойств, проводится повторная полная термическая обработка по режиму: закалка в воде от 880 ± 20 °С, отпуск при 610 ± 10 °С в течение 5,5–6,5 ч с последующим определением механических свойств.

Изготовление заготовок покрывающих дисков.

Специальная технология изготовления заготовок покрывающих дисков из высокопрочной стали была разработана на Ижорском заводе и включала в себя следующие операции.

1. Вырезка из листов толщиной 80 мм заготовок с наружным диаметром 1430 мм, отвечающим с

припуском наружному диаметру покрывающих дисков. В них делались прорезы, позволяющие при штамповке удалить центральную часть заготовки.

2. Нагрев заготовок в газовой печи с выдвижным подом до температуры 980 °С (1,5–2 ч).

3. Штамповка заготовок проводится на прессе 12000 тонн в специальном штампе, состоящем из матрицы и пуансона.

4. Термическая обработка заготовок по стандартному режиму. После термической обработки были получены механические свойства, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Механические свойства материала штамповок покрывающих при 20 °С

σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	Ψ , %	КС, кДж/м ²	% волокна
1053	996	14,9	60,8	1360	100
1018	968	18	63,5	1440	100

Технология сварки. Обработка технологии сварки, термообработки и контроля сварных соединений рабочих колес из высокопрочной стали с КП90 проводилась на двух комплектах колес, впоследствии механически обработанных и установленных в эксплуатацию. Сварка производилась проволокой 07ХНЗМД и электродами 48Н-15 (диаметром 3 и 4 мм). Разработаны рекомендации по оформлению чертежей рабочих колес (в том числе технических требований к изготовлению и контролю сварных швов), технология механической обработки кромок рабочих лопаток под сварку, определены механические свойства металла сварных соединений рабочих колес.

Напряженно-деформированное состояние колес и запасы прочности

Статическая прочность. В настоящее время отсутствуют Нормы прочности рабочих колес центробежных компрессоров, использующие расчеты напряжений методом конечных элементов. Поэтому была создана методика сопоставления результатов расчета МКЭ с требованиями норм прочности, разработанных Невским машиностроительным заводом

(НЗЛ) [1] в 1977 г. В рамках этих Норм для определения запасов прочности рассчитываются номинальные статические напряжения в сечениях, удаленных от концентраторов напряжений:

- максимальные окружные напряжения для расточки основного диска σ_{t0}^d ;
- радиальные σ_{r1}^d и окружные σ_{t1}^d напряжения основного диска для сечений сопряжения полотна со ступицей;
- максимальные окружные напряжения для периферийных сечений основного диска, прилегающих к нерабочей поверхности лопатки σ_{t2}^d ;
- окружные напряжения для расточки уплотнительного кольца покрывающего диска σ_{t0}^n ;
- максимальные окружные напряжения в покрывающем диске для периферийных сечений, прилегающих к лопаткам σ_{t2}^n ;
- осевые напряжения для входных сечений лопаток фрезерованных и сварных колес, прилегающих к основному диску, σ_{z1}^{ϕ} ;
- осевые напряжения в сечениях, удаленных от

входной кромки на расстояние 0,5 ν (ν – ширина лопатки на входе) и прилегающих к основному диску σ_{z1}^u ;

– осевые напряжения в выходных сечениях, прилегающих к основному диску σ_{z2}^d ;

– осевые напряжения в выходных сечениях, прилегающих к покрывающему диску σ_{z2}^n .

Минимальные значения требуемых согласно нормам [1] запасов статической прочности для перечисленных выше напряжений приведены в табл. 3.

Таблица 3

Минимальные значения запасов статической прочности

Напряжение	σ_{t0}^d	σ_{r1}^d	σ_{t1}^d	σ_{t2}^d	σ_{t0}^n	σ_{t2}^n	σ_{z1}^d	σ_{z1}^u	σ_{z2}^d	σ_{z2}^n
Запас прочности	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3

Для определения указанных напряжений была разработана методика усреднения значений компонентов тензора напряжений для произвольной поверхности в системе КЭ анализа ANSYS [2]. При этом для усреднения значений напряжений в системе КЭ анализа ANSYS было использовано несколько подходов.

1. Усреднение по произвольному пути (по произвольной кривой).
2. Усреднение по поверхности.
3. Усреднение по произвольному сечению.

Проводились расчеты методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния различных вариантов колес.

В качестве примера рассмотрим результаты расчета колеса первой ступени (лопатки выполнены

фрезерованными на основном диске) центробежного компрессора 16ГЦ2-ЦНД [2].

Материал дисков и лопаток: сталь – 12Х2ГМФБРЧА, КП75 ГОСТ 8479-70. Скорость вращения ротора 10000 об/мин. Расчеты проводились в системах конечно-элементного (КЭ) анализа COSMOS и ANSYS. Рассматривались различные варианты исполнения соединения лопаток с основным и покрывающим дисками.

В расчетах использовались три модели: без учета сварного шва (стыковка лопатки и диска под прямым углом $R = 0,1$ мм); с радиусом скругления в зоне сварного шва $R = 1$ и 3 мм.

Параметры КЭ моделей приведены в табл. 4. На рис. 2 представлены варианты использованной КЭ сетки.

Таблица 4

Параметры КЭ моделей

Радиус сварного шва, R , мм	Характеристики сеток						
	ANSYS				COSMOS		
	0,1	1	3	5	0,1	1	3
Количество элементов	143 638	231 759	207 069	245 808	590 084	69 068	7 3448
Количество узлов	215 652	357 460	312 111	364 871	924 758	125 226	130 524
Количество степеней свободы	646 956	1 072 380	936 333	1 094 613	2 774 274	375 678	391 572

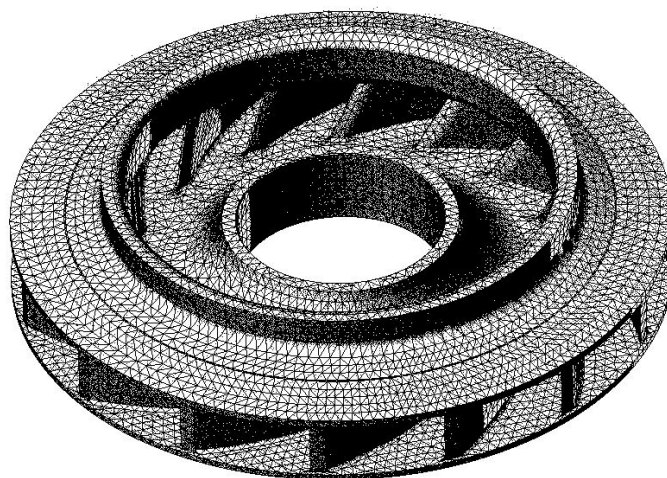
Деформированное состояние колеса во всех трех случаях практически не отличалось. Близкие результаты получены в расчетах по моделям, предусматривающим закрепление по внутреннему диаметру и без закрепления. Установлено, что макси-

мальные радиальные перемещения возникают в зоне стыковки покрывающего диска и лопаток (рис. 2). Указанные упругие деформации не превышают выбранных в конструкции величин зазоров.

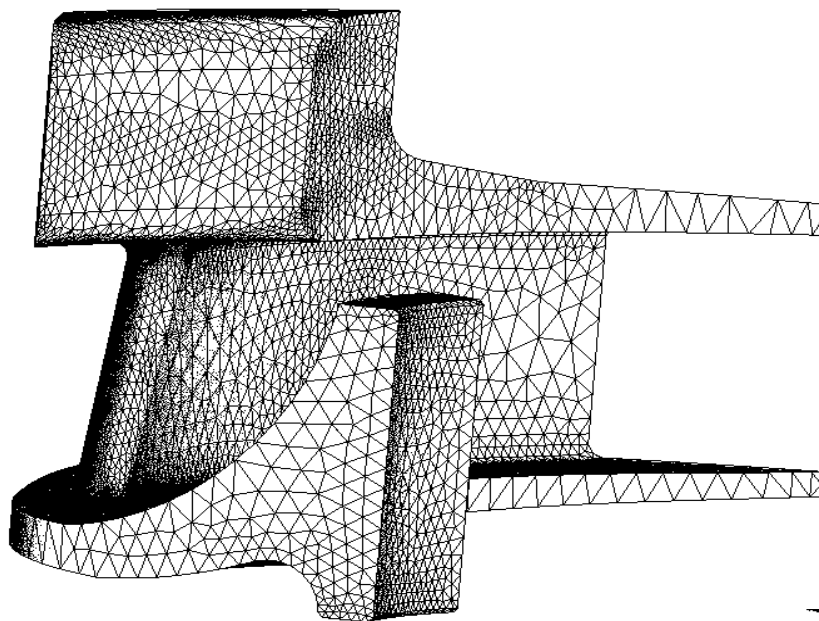
Результаты проведенных оценок запасов прочно-

сти колеса в соответствии с [1] приведены в табл. 5, из которой видно что, минимальные значения запа-

сов прочности для колеса компрессора 16ГЦ2-ЦНД больше нормируемых ($K_c = 1,3 - 1,5$).



а



б

Рис. 2. Конечно-элементная модель в системе COSMOS (а) и ANSYS (б)

Таблица 5

Результаты проведенных оценок запасов прочности колеса

Напряжение	σ_{t0}^d	σ_{r1}^d	σ_{t1}^d	σ_{t2}^d	σ_{t0}^n	σ_{t2}^n	σ_{z1}^{ϕ}	σ_{z1}^u	σ_{z2}^d	σ_{z2}^n
Запас прочности по расчету при $\sigma_{0,2}=750$ МПа	8,4	11,7	21,4	2,14	1,60	2,07	1,63	—	7,8	19,7
Запас прочности по нормам [1]	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,3	1,3

Таким образом, можно полагать, что в ряде случаев значения коэффициентов запаса [1] неоправданно велики, и можно надеяться, что используя уточненные КЭ расчеты для колес компрессоров, имеющих положительный опыт длительной эксплуатации, можно будет их понизить. Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i , полученные в результате расчетов по разным моделям и КЭ системам, приведены в табл. 6 для разных точек колеса. Расположение точек *A, B, C, D, E, F* показано на рис. 3.

Из таблицы видно, как с увеличением радиуса скругления в зоне стыка лопаток и основного диска уменьшаются максимальные значения интенсивности напряжений не только в местах стыка с диском (как и следовало ожидать), но и во всех указанных на рис. 3 точках лопаток.

Следует также отметить, что в системе ANSYS выполнение расчета проводится для представительного фрагмента конструкции (с учетом циклической симметрии конструкции), а не конструкции в целом.

Таблица 6

Максимальные значения интенсивности напряжений σ_i

Точки на рис. 3	COSMOS			ANSYS			
	Радиус скругления в зоне стыка лопаток и покрывающего диска, мм						
	3	3	3	3	3	3	5
	Радиус скругления в зоне стыка лопаток с основным диском, мм						
	0,15	1	3	0,15	1	3	5
	σ_{iz} , МПа						
<i>B</i>	1070	949	941	1130	1115	1100	1250
<i>F</i>	162	111	101	171	121	96	50
<i>E</i>	590	524	519	642	604	613	570
<i>A</i>	1000	720	670	1500	811	611	500
<i>D</i>	689	260	131	769	246	170	100
<i>C</i>	3000	1000	660	3730	1040	670	640

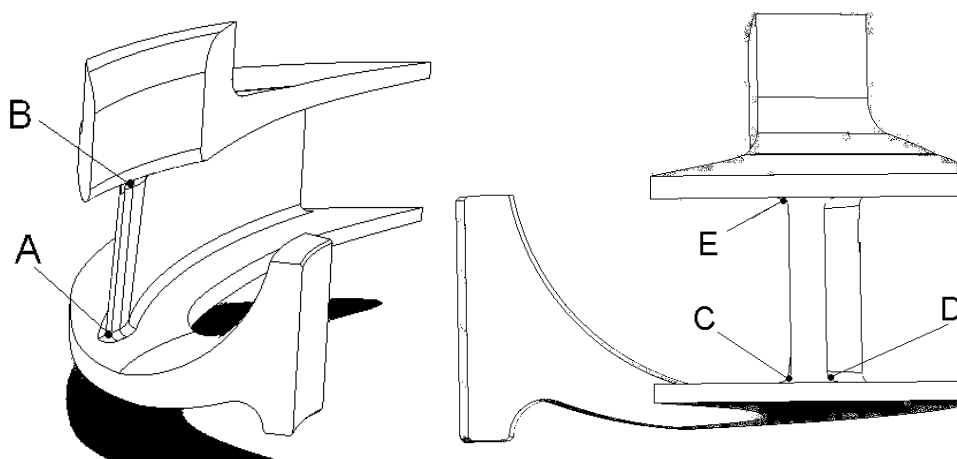


Рис. 3. Расположение характерных точек на поверхности рабочего колеса компрессора, для которых представлены результаты анализа напряженного состояния в табл. 4

Следует также отметить, что значения напряжений, полученные с помощью пакета ANSYS, в основном несколько превышают значения, получен-

ные в системе COSMOS, что объясняется использованием более мелких сеток

Таким образом, при использовании пакета

COSMOS требуются РС большей производительности. В табл. 7 приведены максимальные значения интенсивности напряжений и относительные разме-

ры зон пластичности для всех вариантов расчета. При этом за единицу для сравнения принимался размер зоны пластичности $6,1 \text{ мм}^2$.

Таблица 7

Максимальные значения интенсивности напряжений и относительные размеры зон пластичности

Модель	Максимальное напряжение, МПа	Размер зоны пластичности
Исходная модель $R = 3 \text{ мм}$	1100	1
Увеличен радиус скругления $R = 5 \text{ мм}$	1250	0,5
Применение материала с пределом текучести 900 МПа, при $R = 3 \text{ мм}$	1100	0,4
Применение материала с пределом текучести 900 МПа, при $R = 5 \text{ мм}$	1250	0,17
Изменение геометрии в зоне стыковки покрывающего диска и лопаток	1040	1,5

Анализ главных значений тензора напряжений показал, что для случая $R = 3 \text{ мм}$ максимальные напряжения σ_1 составляют 1018 МПа. Зоны расположения максимальных напряжений различны – σ_1 и σ_3 максимальны в точке стыка покрывающего диска и лопаток, а σ_2 – в точке стыка основного диска и лопаток.

Однако эти местные напряжения в случае использования пластичных материалов являются безопасными в условиях работы колеса под действием только центробежных сил [3]. Проведенные разгонные испытания на повышенных оборотах $n = 5370 \text{ об/мин}$ ($1,07 n_{\text{ном}}$) подтвердили справедливость этого вывода. Об этом же свидетельствует длительный положительный опыт эксплуатации различных центробежных компрессоров со сварными колесами из пластичных, в том числе высокопрочных, материалов [4].

В настоящее время ведутся расчеты в упруго-пластической постановке с использованием теории пластического течения с изотропным упрочнением.

Сопоставление для данного материала результатов этих расчетов с экспериментальными данными позволяют разработать подходы к нормированию запасов прочности колес компрессоров по несущей способности.

Литература

1. Нормы прочности колеса ЦКМ ПО «Невский завод». – Л.: НИКТИТ, 1977. – 160 с.
2. Гецов Л.Б., Семенов А.С., Мельников Б.Е., Тургенев К.А. Сравнительный анализ различных подходов к оценке прочности сварных колес центробежных компрессоров // Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения. Труды VI Межд. конф. – СПб.: СПбГПУ. – 2005. – С. 164 – 173
3. Гецов Л.Б., Марголин Б.З., Федорченко Д.Г. К вопросу определения запасов прочности деталей энергоустановок при использовании расчетов МКЭ // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ. – СПб.: СПбГПУ – 2004. – № 489. – С. 162 – 177.
4. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Марголин Б.З. Создание нагнетателей нового поколения // Труды V межд. конф. «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения». – 14-17 октября 2003. – СПб.: СПбГПУ. – 2003. – С. 14 – 23.

Поступила в редакцию 22.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.5.01

С.К. ЧЕРНОВ

ГП «НПК газотурбостроения «Зоря-Машпроект», Николаев, Украина

УПРАВЛЕНИЕ НАУЧНЫМ ПРОИЗВОДСТВОМ ПУТЕМ РЕОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СИСТЕМ

Выполнен анализ эффективных структур и систем наукоемких производств, существующих в мировой практике. Определены базисные положения, определяющие особые подходы к построению организационной структуры инновационного центра как подразделения по созданию и эффективному внедрению нововведений.

научное производство, управление, реорганизация, проектный менеджмент, проект, производственная система

Введение

Тенденции развития организационных и управленческих структур научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР) в странах Западной Европы, США и Японии [1 – 4] характеризуются, во-первых, концентрацией фундаментальных исследований в основном в сфере высшего образования; во-вторых, сосредоточением прикладной научно-технической деятельности преимущественно на промышленных предприятиях с усилением этого процесса по мере обострения конкуренции на рынках сбыта, что позволяет преодолевать изолированность НИОКР от производственных систем.

Несмотря на скудость сырьевых ресурсов, Япония, например, смогла выделить (по данным 1996 года) на НИОКР 82 млрд. долларов против 180 млрд. долларов в США и 5,5 млрд. долларов в России. Данные приведены в пересчете национальных валют по паритету покупательной способности [5]. При этом японское государство не является основным источником средств, выделяемых в Японии на НИОКР. Доля государственных инвестиций была весьма заметной: 21,7%, но главное состояло в том, что с помощью цивилизованных экономических средств в финансирование НИОКР были вовлечены внебюджетные средства. В итоге основную часть средств (73%) инвестировали фирмы, остальное

(5,2%) – частные вузы, колледжи, НИИ. Совсем мало (0,1%) – иностранные заказчики.

Следующий аспект проблемы – исполнители НИОКР. В Японии ситуация такова: 71% исследований выполняют лаборатории, входящие в состав самих фирм, 14% – вузы и колледжи, 5% – частные НИИ и только 10% от общего объема НИОКР выполняют государственные НИИ. Однако такое распределение исследовательских сил отнюдь не означает, что работы имеют только прагматический характер. На фундаментальные исследования расходуется ежегодно до 15% средств. И это объяснимо. Полноценные фундаментальные исследования требуют дорогостоящего оборудования и поэтому дороги. Порой и риск их высок. Но все компенсируется высочайшей отдачей.

Целью работы является исследование принципов проектирования конкурентоспособных инновационных структур.

Практика развитых стран показала эффективность таких организационных решений в сфере НИОКР, однако, чистое ее копирование в условия Украины проблематично по следующим причинам:

- основной ресурсный потенциал по созданию новых продуктов для серийного производства традиционно формировался в прикладных НИИ и академических институтах;
- разгосударствление прикладных НИИ прово-

дилось и проводится без учета необходимости первоочередного включения в число собственников потребителей новаций (предприятий-производителей);

– состояние предприятий в Украине не дает основания предполагать возникновение тенденций организации ими собственного инновационного потенциала на ближайших этапах их рыночной эволюции.

Наиболее эффективным способом увеличения инновационного потенциала экономики будет включение создателей нововведений (центров научных исследований) во множественные производственные наукоемкие объединения (предприятия) либо в виде юридически самостоятельных инновационных единиц, либо в виде подразделений одного из предприятий-участников. При реализации каждого из этих вариантов необходимо спроектировать структуру инновационного подразделения таким образом, чтобы она была оптимальной.

Оригинальная модель, построенная в научно-производственном комплексе «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) (далее, НПК), в которой гармонично совмещены производственная система по выпуску серийной продукции и инновационный центр, основной задачей которого является проведение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР) с использованием методов проектного менеджмента. Это предприятие является типичной наукоемкой производственной системой с замкнутым циклом производства.

Как правило, для производственной системы (серии) функция проведения (НИОКР) является хотя и линейной, но опосредованной по отношению к главной цели – получению прибыли [6]. В инновационной структуре «Научно-производственный комплекс «Зоря»-«Машпроект» (далее, инновационный центр, ИЦ) исследования и разработки переходят в разряд непосредственной линейной производственной функции, эффективное выполнение которой прямо влияет на конечный финансовый результат всей наукоемкой производственной системы.

Это необходимо учитывать при определении типов реакции на изменение внешней среды, что является одним из основополагающих принципов формирования организационной структуры ИЦ.

Наряду с основной для ИЦ инновационной деятельностью в его арсенале должны присутствовать производственная, конкурентная деятельность и стратегическое планирование. Основой всех мероприятий является инновационная стратегия производственной системы как наиболее полный и всесторонний план проведения исследований и внедрений, адекватно отражающий влияние факторов внешней среды на создание нововведений и учитывающий прогнозируемые тенденции их изменения.

Методология построения организационной структуры инновационного центра в НПК ориентирована на оптимальное сочетание полномочий и ответственности тех подразделений, где непосредственно создаются нововведения. Это позволяет реализовать стратегические задачи и включить специальные механизмы мотивации создателей интеллектуального продукта, повышающие эффективность инновационной деятельности. При этом надо иметь в виду и обязательное наличие в структуре такого рода ИЦ со своими механизмами мотивации персонала [7].

При проектировании ИЦ в научно-производственном комплексе газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект» были проведены следующие этапы:

- разработка инновационной стратегии производственной системы;
- разработка вариантов организационной стратегии ИЦ;
- анализ факторов, влияющих на эффективность вариантов, выбор стратегии и типа организационной структуры;
- выделение стратегических направлений коммерческой деятельности, распределение зон ответственности;
- структуризация ресурсов, формирование технологических цепочек, установление их полномочий и уровня ответственности;

- определение необходимых функций поддержки основных структурных единиц, структурирование функциональных служб;

- распределение стратегической ответственности между управляющими различного уровня;

- формирование учетной политики и создание центра учета затрат и анализа финансовой деятельности;

- разработка административных проектов по реализации организационной структуры, обеспечение их поддержки персоналом фирмы;

- реализация структуры, анализ результатов и внесение коррективов.

Базисная предпосылка состоит в необходимости обеспечения единства ресурсного потенциала и стратегической гибкости, основанной на реализации принципа эффективного взаимодействия, заложенного в стратегии наукоемкого производства. Организационная структура ИЦ должна гарантировать эффективное функционирование двух взаимодополняющих сфер деятельности – стратегической по развитию будущего потенциала и оперативной по реализации существующего потенциала.

Процесс создания нововведения является дискретным, постоянно возобновляющимся и ориентируется на нестабильный по характеристикам спроса рынок. Поэтому к системе управления и организационной структуре ИЦ предъявляются, в первую очередь, требования, определяющие ее рыночный успех (способность адаптироваться к изменчивому рынку нововведений без разрывов в получении прибыли). Это предполагает эффективное и гибкое управление по следующим направлениям, что нашло свое подтверждение в НПК:

- стратегический контроль за развитием ситуации "нововведение $\leftrightarrow$ рынок", позволяющий определять основные точки концентрации ресурсов и капитала предприятия;

- развитие системы управления проектами, координация и контроль за их портфелем в соответствии с принятой стратегией предприятия и календарными планами;

- постоянная поддержка активной инновационной стратегии, характеризующейся, прежде всего, упреждающей реакцией на запросы потребителей нововведений, а также беспрестанным поиском новых научных идей и перспективными разработками;

- создание инновационного управленческого климата, который предопределяет непрерывный поиск нового, культивирует "взгляд вовне", исключает попытки "проталкивания" амбициозных проектов, требующих неприемлемых собственных капиталовложений;

- максимальная децентрализация управленческих полномочий при сохранении интеграционных связей.

Исходя из указанных утверждений, для подразделения, ориентированного на создание нововведения как элемента коммерческого товара, можно предложить вариант моноструктуры с единым ресурсным и многоаспектным управленческим потенциалами, что позволяет управлять ею как взаимосвязанным и интегрированным целым (рис. 1).

В НПК инновационный центр состоит из пяти блоков:

- управление ИЦ, осуществляющее стратегическое развитие производственной системы и оперативный контроль за реализацией существующего потенциала в доходы;

- блок стратегических направлений по созданию нововведений в качестве коммерческого товара, наделенных ресурсами, несущих стратегическую ответственность в пределах закрепленных за ними зон и являющихся центрами прибыли;

- блок, включающий производственную и коммерческую структуры, не несущие стратегической ответственности, но являющиеся центрами прибыли с закрепленными за ними ресурсами;

- блок матричных подструктур проектов, ориентированных на исследования по созданию научно-технического задела и выполнению административных проектов (например, разработка АСУ, системы управления качеством и др.);



Рис. 1. Организационная структура инновационного центра

– блок подразделений, выполняющих функцию поддержки (обеспечения) технологических процессов, центров прибыли и проектных подструктур (финансы и бухгалтер, работа с персоналом, общефирменная система управления качеством, маркетинговая поддержка, содержание инженерной инфраструктуры).

Предлагаемая структура содержит технологические цепочки в виде центров прибыли, обслуживающих соответствующее стратегическое направление деятельности.

Функции высшего руководства фирмы в такой структуре заключаются в следующем:

- в обеспечении адекватной реакции ИЦ на стратегические проблемы, формулировании целей и постановке задач;
- в формировании стратегического набора структур, выступающих в качестве центров финансовой ответственности (ЦФО), балансировании этим набором для достижения стратегической гибкости

фирмы;

- в распоряжении стратегическими ресурсами фирмы, включая перераспределение их между ЦФО;
- в развитии функций и структур, обеспечивающих эффективную деятельность ЦФО;
- в интеграции результатов деятельности ЦФО в целях предприятия;
- в контроле за реализацией существующего потенциала ЦФО в доходы компании.

Руководство технологической цепочкой (ТЦ) в предлагаемой структуре выполняет следующие стратегические и оперативные функции:

- поиск новых и развитие существующих рынков для нововведений, входящих в ее стратегическую зону ответственности;
- разработка стратегических планов деятельности ТЦ;
- непосредственное руководство процессом создания новых продуктов;

- распоряжение материальными, трудовыми и финансовыми ресурсами ТЦ;
- полная ответственность за качество и сроки создания нововведения;
- обеспечение планируемых предприятием финансовых результатов от деятельности ТЦ.

Необходимо подчеркнуть, что важной составляющей деятельности ИЦ является поиск новых технологических решений, находящихся за пределами областей интересов существующих ТЦ. Такая деятельность создает научно-технический задел наукоемкой производственной системы, расширяет ее потенциальный рынок в соответствии с ресурсными возможностями. Как правило, она не приносит прямого коммерческого результата и осуществляется за счет инвестиционных вложений самой ИЦ. По известной терминологии эта деятельность должна быть отнесена к разряду “ориентированной на исследования” и выполнять функцию разработки конкретной стратегической задачи корпорации. Организационное выполнение функции исследования и экспериментальной разработки нововведения по новому направлению следует сосредоточить в матричных подструктурах проекта (ГКП).

Результаты такой деятельности могут быть переданы руководством ИЦ в одну из действующих ТЦ для поиска конкретного рынка, создания и коммерциализации нововведения. Другим вариантом может быть организация новой технологической цепочки, в том числе и на базе матричной подструктуры проекта. Оба этих способа используются в модели, реализованной в научно-производственном комплексе газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект».

Выводы. Появление наукоемких производств, в структуре которых присутствуют инновационные центры, является результатом естественной эволюции технологического развития, когда все увеличивающиеся затраты на науку потребовали создания в экономике замкнутого воспроизводственного контура, обеспечивающего отдачу затраченных средств, в том числе на расширение базы исследований и

разработок и улучшение системы образования.

Кроме того, проведенные исследования показывают наличие функциональной связи между затратами на развитие науки и научно-техническим уровнем выпускаемой продукции. Прибыльность наукоемких производств на всех этапах их становления выше, чем в отраслях с консервативным типом развития.

Приведенная модель инновационного центра, реализованная на крупном наукоемком предприятии, показала свою эффективность в отношении информационного и ресурсного обмена между подразделениями Комплекса и зарекомендовала себя с точки зрения наиболее оптимального инструмента управления созданием новых продуктов (услуг).

Литература

1. Bowonder B., Yadav S. R&D Spending Patterns of Global Firms // RTM, 1999. – V. 42. – № 6. – P. 7 – 18.
2. Pfeffer J., Sutton R.I. Knowing “What” to Do is Not Enough: Turning Knowledge into Action // Calif. Manag. Review. – 1999. – V. 42, № 1. – P. 32 – 41.
3. Ковалев Г.Д. Инновационные коммуникации. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. – 322 с.
4. Нехаев С.А. Основные тенденции развития инвестиционного рынка в эпоху глобализации. – [Электр. ресурс]. – Режим доступа: www.delovoy.newmail.ru.
5. Денисов Ю.Д. «Экономика, основанная на знаниях», – настоящее и будущее Японии // Японский опыт для российских реформ. Вып. 1. — М.: Диалог-МГУ, 1998.
6. Твисс Б. Управление научно-техническими нововведениями. – М.: Экономика, 1989. – 384 с.
7. William L.M., Langdon M. 4th Generation R & D. – Managing Knowledge, Technology & Innovation. John Wiley & Sons Inc., 1999. – 580 p.

Поступила в редакцию 26.10.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Казарезов, Национальный университет кораблестроения, Николаев.

УДК 621.7.044

В.К. БОРИСЕВИЧ¹, В.И. БУТКО², А.В. ШКАЛОВА¹¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*² *Корпорация «Эталон», Киев, Украина*

СИЛОВЫЕ ПОТОКИ ПРИ ПОДВОДНОМ ВЗРЫВЕ В ОГРАНИЧЕННОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Рассмотрены вопросы моделирования подводного взрыва в емкостях установок для объемной штамповки деталей энергией взрыва бризантных взрывчатых веществ (БВВ) и определены характер нагружения заготовки возникающим силовым полем.

ударная волна, гидропоток, кумуляция, газовый пузырь, взрыв, отражение, схлопывание, составляющие, суммарный импульс, кавитация

Известно [1], что при подводном взрыве возникают ударные волны и гидропоток, воздействующие на преграды, расположенные в зоне их действия. В свою очередь, если взрыв происходит в ограниченном пространстве, на преграду (например, на донную часть емкости) воздействуют отраженные от стенок и свободной поверхности ударные волны, а также такие явления, которые несут в себе силовое воздействие, как схлопывание газового пузыря и его пульсация, кавитация, возникающая у свободной поверхности и у дна емкости, волны разгрузки, зависящие от формы емкости и ее величины, интерференция и др. факторы [2].

Естественно, при моделировании гидровзрывной штамповки при расчете внешней нагрузки необходимо было проводить учет всех этих факторов.

Разработка математической модели процесса была необходима для создания оптимальных условий изготовления различных деталей из объемных заготовок, в первую очередь, с точки зрения уменьшения материальных затрат, времени подготовки производства, количества переходов, максимального использования пластических свойств материала и т.д. Подойти к решению этих задач можно только на базе точной математической модели, так как упомянутая выше многопараметричность нагрузки не по-

зволяет провести оптимальный поиск (как это было сделано в [2]), даже полагаясь на эмпирический путь исследования.

Итак, вся энергия взрыва (внешняя по отношению к деформируемой заготовке) состоит из энергии, переносимой ударными волнами и гидропотоком. Все остальные виды энергии, зависящие от упомянутых выше факторов, являются частями энергии, заключенными в ударных волнах и гидротоке. Поэтому задача исследователя должна заключаться в том, чтобы определить эти части численно, и определить количественно, какая же доля этой энергии передается заготовке. Качественная картина взрыва в ограниченном объеме жидкости при наличии стенок и свободной поверхности представлена на рис. 1, где показана кинограмма развития взрыва, выполненная на теневой установке ИАБ-451 в комплексе со скоростным фоторегистратором СФР-2М, работающим в режиме лупы времени, скорость съемки 30000 кадров/сек. На рис. 1 срединная сплошная линия – свободная поверхность, нижняя граница снимка – донная часть установки. На рисунке четко видно развитие ударной волны, ее преломление в воздухе, отражение от свободной поверхности, возникновение кумулятивной выемки, инициирующей появление султана, кавитационные явления у свободной поверхности и ее

донной части. По приведенной СФР-грамме легко определить и количественные показатели по скоростям перемещения фронтов. Что касается определения величины давлений, действующих сил и т.д., то

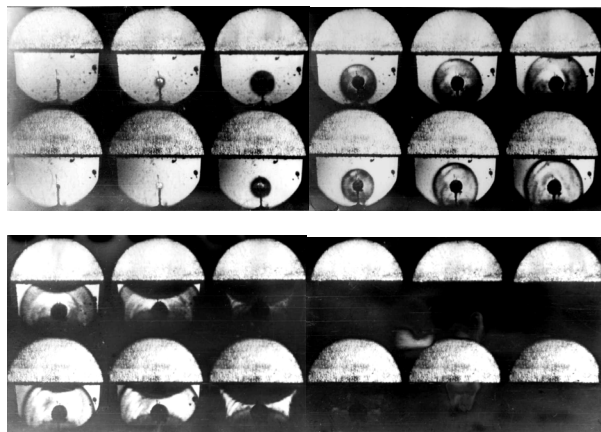


Рис. 1. СФР подводного взрыва

это сделано в [2, 4].

Все названные явления, возникающие при подводном взрыве в ограниченном пространстве, следует использовать для передачи энергии, выделяющейся при этом, деформируемой заготовке с тем, чтобы значительно увеличить КПД процессов обработки металлов давлением и уменьшить силовое воздействие на детали установок.

В этих экспериментах, проведенных нами, применялись бассейны различных диаметров (от 55 до 700 мм) с жесткими и разрушаемыми стенками. Заряды изготавливались из ТЭНа с массой 0,1...0,2 г при различных их заглублениях $\bar{H} = h/r_0$ (от 1 до 50 радиусов заряда), где h – расстояние от заряда до дна, мм, r_0 – радиус заряда, мм.

Регистрация процесса взрыва проводилась также на теневой установке ИАБ-451.

Было установлено и подтверждено, что после подрыва заряда БВВ и завершения процесса детонации последнего образуется поверхность раздела «вода – продукты детонации». Детонационная волна трансформируется в жидкость в виде ударной волны, которая уносит около половины энергии взрыва. Когда она проходит расстояние, равное 10 радиусам

заряда, радиус пузыря увеличивается только в три раза, а объем продуктов взрыва примерно в 100 раз. Ударная волна, распространяющаяся по жидкости, и расширяющийся газовый пузырь, воздействуя на свободную поверхность, вызывают перемещение жидкости в виде всплесков от ударной волны и в виде купола от расширяющейся газовой полости. При малых заглублениях заряды картины взрыва в ограниченном объеме и безграничной жидкости подобны, но уже при относительном заглублении $\bar{H} > 10...20$ отличие значительно. Более того, варьируя величинами зарядов, радиусами бассейнов и глубинами погружения зарядов, можно достичь чрезвычайно больших скоростей не только купола, но и струй, достигавших в экспериментах 800 м/с, при скорости купола до 300 м/с.

Физическая картина волновых взаимодействий и развитие газового пузыря вблизи жестких граничных поверхностей сложна. Здесь наблюдается многократное отражение волн от границ, образование сходящихся ударных волн и волн разгрузки при отражении последних от свободной поверхности, сильная деформация газового пузыря, которая приводит к образованию не только купола жидкости, но и упомянутых выше скоростных струй.

Описанные явления для объемной штамповки в какой-то степени вредны, т.к. они отнимают часть энергии, которую можно было бы использовать для деформации. Хотя в установке, смонтированной по схеме взрывного пресса, они идут на запасаемую энергию падающих частей, что, естественно, увеличивает КПД процесса и удлиняет импульс нагружения заготовки.

Правильная организация выброса жидкости в резервуарах ограниченного объема могла бы дать очень значительные усилия на незначительных площадях, что можно было бы использовать для операций синтеза материалов, пробивки отверстий, гибки профилей, правки оребренных панелей и т.д.

Существенное отличие силовых потоков от рас-

смаатриваемых имеет место в прессах с инерционным замыканием масс для объемной штамповки, выполненных по схеме [5]. Как правило, в них применяют закрытые параболические или близкие к ним камеры взрыва для создания плоской ударной волны. Положения фронтов ударных волн при подрыве заряда БВВ в фокусе показаны на рис. 2 [6], где указан характер силовых потоков с учетом расширяющегося в закрытом пространстве газового

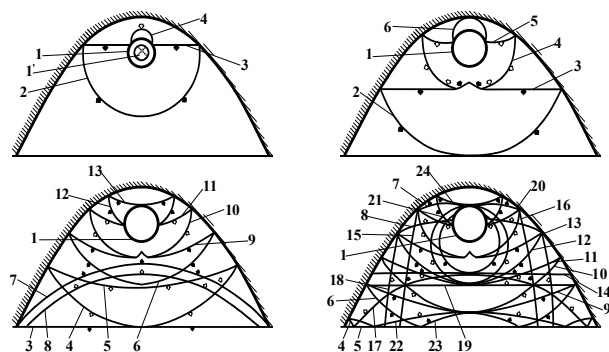


Рис. 2. Положение фронтов ударных волн при подрыве заряда БВВ

пузыря.

При выходе детонационной волны на поверхность заряда 1 в жидкости создается сферическая ударная волна 2, которая, отражаясь от поверхности камеры, образует плоскую отраженную ударную волну 3. Вследствие выхода ее на границу газового пузыря 1, возникает волна разрежения 4. Возникновение этой волны объясняется меньшим акустическим сопротивлением продуктов взрыва по сравнению с акустическим сопротивлением воды. Кроме того, давление в продуктах взрыва падает быстрее, чем давление на фронте ударной волны. Поэтому граница газового пузыря для отраженных волн сжатия может считаться свободной поверхностью. При подходе волны разрежения 4 к поверхности камеры возникает еще одна волна разрежения 5. Выход волны разрежения 5 на границу газового пузыря 1 приводит к появлению волны сжатия 6 и т.д.

Газовый пузырь экранирует отраженные волны. Сквозь него они не проходят, взаимное влияние границ проявляется лишь через дифракционные волны. При огибании газового пузыря отраженная

плоская ударная волна 3 дифрагирует и давление в ее центральной части падает, но затем оно вновь выравнивается. Вследствие отражения от дна сферической ударной волны 2 образуется волна сжатия 7, вслед за которой идет волна разрежения 8. При отражении от дна плоской ударной волны 3 также образуются волны сжатия 14 и разрежения 19. Волны разрежения 8 и 19 могут создать у поверхности заготовки кавитационные зоны. Отражаясь от поверхности камеры, волна сжатия 7 образует волну сжатия 15, а волна разрежения 8 – волну разрежения 18. Но так как прочность воды на разрыв мала, то амплитуда волны разрежения 4 также мала и создаваемыми ею волнами сжатия 6, 9, 12, 13, 22, 23, 24 и волнами разрежения 5, 10, 11, 16, 17, 20, 22 можно пренебречь.

Таким образом, при подрыве заряда на донную часть камеры воздействуют сферическая 2 и плоская 3 ударные волны, а в некоторых случаях волна сжатия 15 – тогда, когда днище достаточно жесткое.

Картину волновых и всех других силовых потоков можно изменять, регулируя величину и место расположения заряда, а также форму и объем камеры. Распределение суммарного удельного по дну (выходному сечению камеры) импульса давления

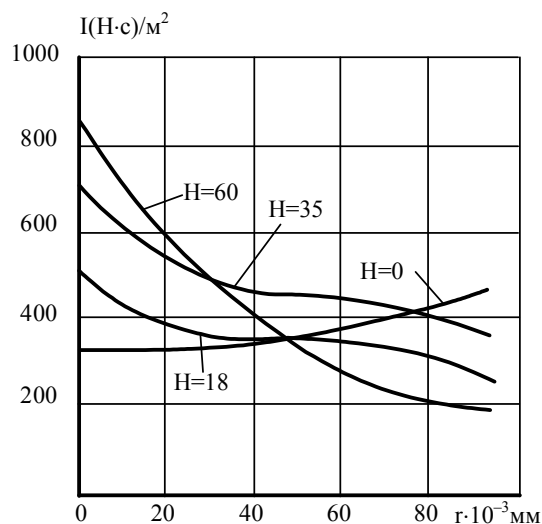


Рис. 3. Распределение суммарного удельного импульса давления по дну

представлено на рис. 3.

В итоге можно сказать, что, подрывая заряд БВВ

на различных расстояниях от фокуса или в верхней части камеры, можно значительно изменять распределение суммарного удельного импульса по ее выходному сечению (днищу).

Изложенные выше рассуждения базируются не только на экспериментах, результаты которых, приведены в работах [4, 6], но и на новых экспериментах, которые смоделировали условия взрыва в ограниченных емкостях с помощью других энергоносителей при адекватных условиях и близких показателях давлений в ударных волнах и создаваемом гидротоке.

Резюмируя изложенное, необходимо сказать, что зависимости, полученные в [2 – 5], и предложенные в настоящей статье результаты позволяют определить все составляющие результирующих сил (импульсов), действующих на донную часть установки, следовательно, на заготовку.

Импульс положительного давления газового пузыря в большинстве технологических процессов объемной штамповки превосходит импульс ударной волны и в значительной степени зависит от массы жидкости, вовлеченной в движение.

Потери энергии при пульсации газового пузыря происходят в момент схлопывания и, начиная с этого момента, симметрия движения нарушается.

Поэтому величину нагрузки, действующей на дно установки после первого схлопывания, определяют как от взрыва заряда с энергией, равной 0,14 начальной энергии заряда по изложенной [4, 6] методике.

Заключение

Все явления, возникающие при подводном взрыве в ограниченном пространстве, следует использовать для передачи энергии, выделяющейся при этом, деформируемой заготовке с тем, чтобы значительно увеличить КПД процесса и уменьшить силовое воздействие на детали установки.

Рассмотренные вопросы моделирования подвод-

ного взрыва в емкостях установок для объемной штамповки деталей энергией взрыва бризантных взрывчатых веществ и определенный характер нагружения заготовки возникающим силовым полем позволяют определить все составляющие результирующих сил (импульсов), действующих на донную часть установки, следовательно, на заготовку.

Проведенные авторами эксперименты подтвердили целесообразность деформирования объемных заготовок взрывом бризантных взрывчатых веществ.

Литература

1. Коул Р. Подводные взрывы. – М.: Иностранная литература, 1950. – 495 с.
2. Борисевич В.К., Коваленко П.И., Шкалова А.В. Оценка влияния свободной поверхности на параметры нагружения дна в гидровзрывных установках // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 7 (23). – С. 171 – 181.
3. Галиев Ш.У. Динамика взаимодействия элементов конструкций с волной давления в жидкости. – К.: Наук. думка, 1977. – 171 с.
4. Борисевич В.К., Коваленко П.И., Соломный А.У., Шкалова А.В. Оценка силового воздействия ударной волны на дно гидробассейна в технологических установках для объемной штамповки // КШП. – 2002. – № 11. – С. 3 – 10.
5. Борисевич В.К., Бутко В.И., Хоменко В.В., Шкалова А.В. Применение взрывной объемной штамповки в автомобилестроении // КШП. – 2005. – № 9. – С. 11 – 16.
6. Волновое взаимодействие при подрыве заряда БВВ в камере с параболической внутренней поверхностью / В.И. Исаенко, В.К. Борисевич, С.Л. Каныгин, Н.С. Воронов // Импульсная обработка металлов давлением. – Х.: ХАИ. – 1982. – Вып. 10. – С.142 – 150.

Поступила в редакцию 6.07.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, зам. директора ХНИИТМ, Харьков.

УДК 624.073

Я.С. КАРПОВ, В.Г. СТАВИЧЕНКО*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПРОГИБОВ ЗАКРЕПЛЕННЫХ СЛОИСТЫХ ПЛАСТИН

Разработана методика определения малых остаточных прогибов, возникающих при монтаже слоистых панелей с поводкой. Получено решение в двойных тригонометрических рядах для прямоугольных ортотропных пластин. Рассмотрены возможности применения метода Ритца-Тимошенко для приближенного определения прогибов пластин с произвольным армированием, с различными условиями опирания краев, а также пластин, имеющих непрямоугольную форму. В качестве аппроксимирующей функции для реализации метода Ритца-Тимошенко использовался степенной многочлен с неизвестными коэффициентами. Приведены численные примеры использования предложенных методов.

композиционный материал, температурное воздействие, теория пластин, вариационные принципы механики, потенциальная энергия упругой системы, условия опирания

Введение

В связи с увеличением объема применения композиционных материалов (КМ) в авиационных конструкциях возрастает потребность во всесторонних исследованиях их поведения при самых различных условиях нагружения. Помимо объемных и поверхностных нагрузок, на конструкции из КМ воздействуют температурные поля, которые вызывают появление температурных напряжений и деформаций. Это необходимо учитывать как при проектировании, так и при выборе технологических процессов.

Известно, что после горячего формования форма композитных панелей может отклоняться от заданной. Это связано с наличием поля напряжений, неуравновешенного по толщине панели.

В фундаментальных работах О.С. Циплакова, А.Г. Савина, А.В. Клопоты, В.Е. Гайдачука, М.А. Сидоренковой и др. исследуются вопросы влияния технологических параметров формования на НДС. В то же время практически отсутствуют исследования поведения панелей обшивки с поводкой при их установке на каркас летательного аппарата.

В статье рассмотрены вопросы прогнозирования остаточных прогибов закрепленных слоистых пластин.

Постановка задачи

К авиационным панелям, которые непосредственно соприкасаются с воздушным потоком, предъявляются жесткие требования к сохранению аэродинамического качества поверхности, что накладывает определенные ограничения на прогибы таких панелей.

В связи с этим, актуальной является оценка остаточных (монтажных) прогибов панелей с поводкой после закрепления их на каркас летательного аппарата.

Исходными данными являются: физико-механические свойства материалов слоев, структура укладки, геометрия панели, приращение температуры и условия опирания.

В статье принимается, что панель была сначала закреплена по контуру, а затем подвергнута температурному воздействию. В связи с этим, условия закрепления должны позволять свободные перемещения в плоскости панели.

Для иллюстрации полученных решений рассмотрен случай, когда неуравновешенное поле напряжений возникает при однородном температурном поле вследствие несимметричности укладки слоев панели относительно срединной поверхности.

Вывод функционала энергии деформации слоистой пластины с учетом температуры

Для решения широкого класса задач строительной механики могут быть применены энергетические методы, базирующиеся на различных вариационных принципах. В статье используется вариационный принцип Лагранжа [1], согласно которому, из всех возможных систем перемещений, истинные доставляют минимум функционалу полной потенциальной энергии упругой системы

$$\Pi = U - A, \quad (1)$$

где U – энергия деформации системы;

A – работа внешних сил.

В случае чисто температурной задачи $A = 0$.

С учетом классических допущений теории пластин

$$\varepsilon_z = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0,$$

функционал энергии деформации имеет вид:

$$U = \frac{1}{2} \iint_S \int_{-e}^{h-e} (\sigma_x(\varepsilon_x - \alpha_x \Delta T) + \sigma_y(\varepsilon_y - \alpha_y \Delta T) + \tau_{xy}(\gamma_{xy} - \alpha_{xy} \Delta T)) dz dS = \iint_S \bar{U} dS, \quad (2)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ и $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ – напряжения и деформации в плоскости пластины;

$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_{xy}$ – коэффициенты линейного температурного расширения материала (КЛТР);

ΔT – приращение температуры;

e – расстояние от нижней поверхности пластины до начальной поверхности [2] (рис. 1);

h – толщина пластины;

$\bar{U}$ – удельная энергия деформации.

Выражение для удельной энергии деформации можно представить в виде двух слагаемых

$$\bar{U} = \bar{U}_0 + \bar{U}_T, \quad (3)$$

где

$$\bar{U}_0 = \frac{1}{2} \int_{-e}^{h-e} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \tau_{xy} \gamma_{xy}) dz; \quad (4)$$

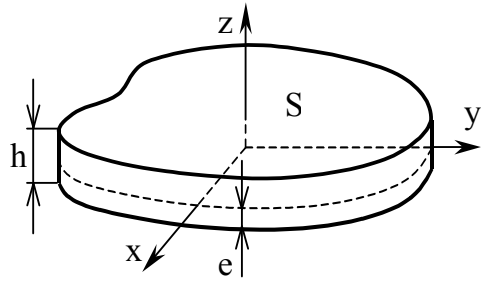


Рис. 1. Схема пластины

$$\bar{U}_T = -\frac{1}{2} \int_{-e}^{h-e} (\sigma_x \alpha_x + \sigma_y \alpha_y + \tau_{xy} \alpha_{xy}) \Delta T dz. \quad (5)$$

Для тонких пластин, согласно гипотезе плоских сечений, распределение деформаций по толщине задается в виде

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^0 + \kappa_x z; \varepsilon_y = \varepsilon_y^0 + \kappa_y z; \gamma_{xy} = \gamma_{xy}^0 + \chi_{xy} z, \quad (6)$$

где $\varepsilon_x^0, \varepsilon_y^0, \gamma_{xy}^0, \kappa_x, \kappa_y, \chi_{xy}$ – обобщенные деформационные характеристики [2].

Напряжения приводятся к усилиям и моментам по формулам:

$$N_x = \int_{-e}^{h-e} \sigma_x dz; N_y = \int_{-e}^{h-e} \sigma_y dz; N_{xy} = \int_{-e}^{h-e} \tau_{xy} dz; \quad (7)$$

$$M_x = \int_{-e}^{h-e} \sigma_x z dz; M_y = \int_{-e}^{h-e} \sigma_y z dz; M_{xy} = \int_{-e}^{h-e} \tau_{xy} z dz.$$

Подставляя формулы (6) в выражение (4), получим:

$$\bar{U}_0 = \frac{1}{2} (N_x \varepsilon_x^0 + N_y \varepsilon_y^0 + N_{xy} \gamma_{xy}^0 + M_x \kappa_x + M_y \kappa_y + M_{xy} \chi_{xy}) \quad (8)$$

Для решения задачи в перемещениях усилия и моменты необходимо выразить через деформационные характеристики из физических соотношений. Они могут быть получены путем подстановки физических соотношений для армированного слоя [3] в формулы (7) с учетом формул (6).

Физические соотношения для армированного слоя имеют вид:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= b_{11} \varepsilon_x + b_{12} \varepsilon_y + b_{13} \gamma_{xy} - a_{T1} \Delta T; \\ \sigma_y &= b_{12} \varepsilon_x + b_{22} \varepsilon_y + b_{23} \gamma_{xy} - a_{T2} \Delta T; \\ \tau_{xy} &= b_{13} \varepsilon_x + b_{23} \varepsilon_y + b_{33} \gamma_{xy} - a_{T3} \Delta T. \end{aligned} \quad (9)$$

Продельвая указанные выше операции, получим:

$$\begin{aligned} N_x &= B_{11}\varepsilon_x^0 + B_{12}\varepsilon_y^0 + B_{13}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ C_{11}\kappa_x + C_{12}\kappa_y + C_{13}\chi_{xy} - B_{T1}; \\ N_y &= B_{12}\varepsilon_x^0 + B_{22}\varepsilon_y^0 + B_{23}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ C_{12}\kappa_x + C_{22}\kappa_y + C_{23}\chi_{xy} - B_{T2}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} N_{xy} &= B_{13}\varepsilon_x^0 + B_{23}\varepsilon_y^0 + B_{33}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ C_{13}\kappa_x + C_{23}\kappa_y + C_{33}\chi_{xy} - B_{T3}; \\ M_x &= C_{11}\varepsilon_x^0 + C_{12}\varepsilon_y^0 + C_{13}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ D_{11}\kappa_x + D_{12}\kappa_y + D_{13}\chi_{xy} - D_{T1}; \\ M_y &= C_{12}\varepsilon_x^0 + C_{22}\varepsilon_y^0 + C_{23}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ D_{12}\kappa_x + D_{22}\kappa_y + D_{23}\chi_{xy} - D_{T2}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} M_{xy} &= C_{13}\varepsilon_x^0 + C_{23}\varepsilon_y^0 + C_{33}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ D_{13}\kappa_x + D_{23}\kappa_y + D_{33}\chi_{xy} - D_{T3}. \end{aligned}$$

Здесь коэффициенты B_{kj}, C_{kj}, D_{kj} – обобщенные жесткости пластины, а B_{Tk}, D_{Tk} – аналогичные температурные коэффициенты [2].

Для преобразования температурной составляющей удельной энергии деформации подставим соотношения (9) в формулу (5), и после некоторых преобразований получим:

$$\begin{aligned} \bar{U}_T &= -\frac{1}{2} \int_{-e}^{h-e} (b_{11}\alpha_x + b_{12}\alpha_y + b_{13}\alpha_{xy})\varepsilon_x + \\ &+ (b_{12}\alpha_x + b_{22}\alpha_y + b_{23}\alpha_{xy})\varepsilon_y + \\ &+ (b_{13}\alpha_x + b_{23}\alpha_y + b_{33}\alpha_{xy})\gamma_{xy} - \\ &- (a_{T1}\alpha_x + a_{T2}\alpha_y + a_{T3}\alpha_{xy})\Delta T. \end{aligned} \quad (12)$$

Учитывая, что при отсутствии напряжений деформации будут возникать только вследствие температурного расширения, из формул (9) вытекают следующие соотношения:

$$\begin{aligned} a_{T1} &= b_{11}\alpha_x + b_{12}\alpha_y + b_{13}\alpha_{xy}; \\ a_{T2} &= b_{12}\alpha_x + b_{22}\alpha_y + b_{23}\alpha_{xy}; \\ a_{T3} &= b_{13}\alpha_x + b_{23}\alpha_y + b_{33}\alpha_{xy}. \end{aligned} \quad (13)$$

С учетом полученных зависимостей и формул (6), температурная составляющая энергии деформации будет иметь вид

$$\begin{aligned} \bar{U}_0 &= -\frac{1}{2} (B_{T1}\varepsilon_x^0 + B_{T2}\varepsilon_y^0 + B_{T3}\gamma_{xy}^0 + \\ &+ D_{T1}\kappa_x + D_{T2}\kappa_y + D_{T3}\chi_{xy}) \end{aligned} \quad (14)$$

Окончательно функционал энергии деформации слоистой пластины с учетом температуры запишем в виде

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \iint_S [(N_x - B_{T1})\varepsilon_x^0 + (N_y - B_{T2})\varepsilon_y^0 + \\ &+ (N_{xy} - B_{T3})\gamma_{xy}^0 + (M_x - D_{T1})\kappa_x + \\ &+ (M_y - D_{T2})\kappa_y + (M_{xy} - D_{T3})\chi_{xy} + C] dx dy. \end{aligned} \quad (15)$$

Усилия и моменты, входящие в эту формулу, определяются соотношениями (10), (11). Свободный член C вычислять не обязательно, так как он не влияет на решение.

Для записи функционала (15) через перемещения точек начальной поверхности нужно воспользоваться геометрическими соотношениями [2]. В линейной постановке они имеют вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x^0 &= \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_y^0 = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \gamma_{xy}^0 = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}; \\ \kappa_x &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \quad \kappa_y = -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}; \quad \chi_{xy} = -2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}. \end{aligned} \quad (16)$$

Здесь u, v, w – перемещения точек начальной поверхности в направлениях x, y, z соответственно.

Для плоской пластины, края которой могут свободно перемещаться в плоскости x, y , и при отсутствии внешних нагрузок в этой плоскости, поле напряжений будет самоуравновешенным, т.е.

$$N_x = N_y = N_{xy} = 0.$$

Этот факт позволяет исключить из функционала энергии деформации $\varepsilon_x^0, \varepsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$, а, следовательно, и перемещения u и v .

Учитывая равенство нулю усилий, выразим из соотношений (10) деформации.

Получим:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x^0 &= -P_{11}\kappa_x - P_{12}\kappa_y - P_{13}\chi_{xy} + P_{T1}; \\ \varepsilon_y^0 &= -P_{21}\kappa_x - P_{22}\kappa_y - P_{23}\chi_{xy} + P_{T2}; \\ \gamma_{xy}^0 &= -P_{31}\kappa_x - P_{32}\kappa_y - P_{33}\chi_{xy} + P_{T3}, \end{aligned} \quad (17)$$

где $P_{kj} = \sum_{i=1}^3 C_{ji} \bar{B}_{ik}; P_{Tk} = \sum_{i=1}^3 B_{Ti} \bar{B}_{ik}; k, j = 1, 2, 3;$

$$\begin{aligned}\bar{B}_{11} &= \frac{B_{22}B_{33} - B_{23}^2}{B}; \bar{B}_{22} = \frac{B_{11}B_{33} - B_{13}^2}{B}; \\ \bar{B}_{33} &= \frac{B_{11}B_{22} - B_{12}^2}{B}; \bar{B}_{12} = \frac{B_{13}B_{23} - B_{12}B_{33}}{B}; \\ \bar{B}_{13} &= \frac{B_{12}B_{23} - B_{13}B_{22}}{B}; \bar{B}_{23} = \frac{B_{12}B_{13} - B_{11}B_{23}}{B}; \\ B &= B_{11}B_{22}B_{33} + 2B_{12}B_{13}B_{23} - \\ &\quad - B_{11}B_{23}^2 - B_{22}B_{13}^2 - B_{33}B_{12}^2 \\ \bar{B}_{31} &= \bar{B}_{13}; \bar{B}_{21} = \bar{B}_{12}; \bar{B}_{23} = \bar{B}_{32}.\end{aligned}$$

Подставив $\varepsilon_x^0, \varepsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$ из соотношений (17) в соотношения (11), получим:

$$\begin{aligned}M_x &= \bar{D}_{11}\kappa_x + \bar{D}_{12}\kappa_y + \bar{D}_{13}\chi_{xy} - \bar{D}_{T1}; \\ M_y &= \bar{D}_{21}\kappa_x + \bar{D}_{22}\kappa_y + \bar{D}_{23}\chi_{xy} - \bar{D}_{T2}; \\ M_{xy} &= \bar{D}_{31}\kappa_x + \bar{D}_{32}\kappa_y + \bar{D}_{33}\chi_{xy} - \bar{D}_{T3},\end{aligned}\quad (18)$$

где

$$\begin{aligned}\bar{D}_{kj} &= D_{kj} - \sum_{i=1}^3 C_{ki} P_{ij}; \bar{D}_{Tk} = D_{Tk} - \sum_{i=1}^3 C_{ki} P_{Ti}; \\ k, j &= 1, 2, 3.\end{aligned}$$

После подстановки деформационных характеристик из соотношений (17) и моментов из соотношений (18) в выражение (15), функционал энергии деформации будет иметь вид

$$\begin{aligned}\bar{U} &= \iint_S (d_{11}\kappa_x^2 + 2d_{12}\kappa_x\kappa_y + d_{22}\kappa_y^2 + \\ &\quad + 2d_{13}\kappa_x\chi_{xy} + 2d_{23}\kappa_y\chi_{xy} + d_{33}\chi_{xy}^2 - \\ &\quad - 2d_{T1}\kappa_x - 2d_{T2}\kappa_y - 2d_{T3}\chi_{xy} + C) dx dy,\end{aligned}\quad (19)$$

где

$$\begin{aligned}d_{11} &= \bar{D}_{11}; d_{22} = \bar{D}_{22}; d_{33} = \bar{D}_{33}; \\ d_{12} &= (\bar{D}_{12} + \bar{D}_{21})/2; d_{13} = (\bar{D}_{13} + \bar{D}_{31})/2; \\ d_{13} &= (\bar{D}_{23} + \bar{D}_{32})/2,\end{aligned}$$

а температурные коэффициенты после соответствующих преобразований принимают вид:

$$\begin{aligned}d_{T1} &= \bar{D}_{T1}; \\ d_{T2} &= \bar{D}_{T2}; d_{T3} = \bar{D}_{T3};\end{aligned}$$

C – свободный член.

Прямоугольная ортотропная пластина, шарнирно закрепленная по контуру

Рассмотрим прямоугольную пластину с размерами сторон a, b , шарнирно закрепленную по контуру (рис. 2).

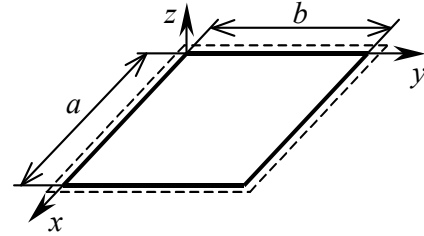


Рис. 2. Прямоугольная шарнирно опертая пластина

Если каждый слой пластины является ортотропным в осях x, y , то в физических соотношениях (9) коэффициенты

$$b_{13} = b_{23} = a_{T3} = 0.$$

Для слоистых композиционных материалов ортотропными в указанных осях являются слои с укладкой под углами 0 и 90° относительно оси x . С некоторым приближением одним ортотропным слоем можно считать также расположенные рядом слои с укладкой под углами $+\varphi$ и $-\varphi$. Применительно к температурной задаче следует оговорить, что пренебрежение крутящим моментом, создаваемым этими слоями, некорректно для пластин с произвольной геометрий. Как показали численные исследования, этот момент не вызывает прогибов прямоугольной пластины, а для пластин, форма которых отлична от прямоугольной, влияние крутящего момента существенно.

Функционал энергии деформации для рассматриваемой пластины имеет вид:

$$\begin{aligned}\bar{U} &= \int_0^a \int_0^b (d_{11}\kappa_x^2 + 2d_{12}\kappa_x\kappa_y + d_{22}\kappa_y^2 + d_{33}\chi_{xy}^2 - \\ &\quad - 2d_{T1}\kappa_x - 2d_{T2}\kappa_y + C) dx dy.\end{aligned}\quad (20)$$

Вследствие равенства нулю коэффициентов при произведениях $\kappa_x\chi_{xy}$ и $\kappa_y\chi_{xy}$ в выражении (20),

можно получить простое решение задачи в двойных тригонометрических рядах.

Подобные решения для пластин, нагруженных давлением или сосредоточенной силой, можно найти, например, в [1].

Зададим прогиб пластины в виде:

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} w_{mn} \sin \lambda_m x \sin \lambda_n y, \quad (21)$$

где $\lambda_m = \pi m / a$; $\lambda_n = \pi n / b$;

w_{mn} – неизвестные коэффициенты.

Очевидно, что функция (21) удовлетворяет условию равенства нулю прогибов на краях пластины.

Из соотношений (16) получим:

$$\begin{aligned} \kappa_x &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_m^2 w_{mn} \sin \lambda_m x \sin \lambda_n y; \\ \kappa_x &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_n^2 w_{mn} \sin \lambda_m x \sin \lambda_n y; \\ \chi_{xy} &= - \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} 2\lambda_m \lambda_n w_{mn} \cos \lambda_m x \cos \lambda_n y. \end{aligned} \quad (22)$$

Подставим формулы (22) в функционал (20). При интегрировании следует учесть свойство ортогональности выбранной системы функций:

$$\begin{aligned} \int_0^a \sin \frac{\pi k x}{a} \sin \frac{\pi j x}{a} dx &= \begin{cases} a/2, & \text{при } k = j; \\ 0, & \text{при } k \neq j, \end{cases} \\ \int_0^a \cos \frac{\pi k x}{a} \cos \frac{\pi j x}{a} dx &= \begin{cases} a/2, & \text{при } k = j; \\ 0, & \text{при } k \neq j. \end{cases} \end{aligned} \quad (23)$$

Учитывая формулы (23), в выражениях, включающих произведения двойных сумм, можно сохранить только члены при квадратах тригонометрических функций.

Заметив также, что

$$\begin{aligned} \int_0^a \sin \lambda_m x dx &= \left(1 - (-1)^m\right) \frac{a}{\pi m}; \\ \int_0^b \sin \lambda_n y dy &= \left(1 - (-1)^n\right) \frac{b}{\pi n}; \end{aligned}$$

получим следующую функцию от переменных w_{mn} .

$$U = \frac{ab}{2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{w_{mn}^2}{4} (d_1 \lambda_m^4 + 2d_3 \lambda_m^2 \lambda_n^2 + d_2 \lambda_n^4) - \frac{2w_{mn}}{\pi^2 mn} (1 - (-1)^m)(1 - (-1)^n) (d_{T1} \lambda_m^2 + d_{T2} \lambda_n^2) \right\}, \quad (24)$$

где $d_1 = d_{11}$; $d_2 = d_{22}$; $d_3 = d_{12} + 2d_{33}$;

Коэффициенты w_{mn} , доставляющие минимум функции (24), будут равны:

$$w_{mn} = \frac{4(1 - (-1)^m)(1 - (-1)^n)(d_{T1} \lambda_m^2 + d_{T2} \lambda_n^2)}{\pi^2 mn (d_1 \lambda_m^4 + 2d_3 \lambda_m^2 \lambda_n^2 + d_2 \lambda_n^4)}. \quad (25)$$

В силу присутствия выражений $1 - (-1)^m$ и $1 - (-1)^n$ в формуле (25), члены суммы (21) при нечетных значениях m и n равны нулю. Тогда полученное решение можно записать в виде:

$$\bar{w}_{mn} = \frac{16(d_{T1} \bar{\lambda}_m^2 + d_{T2} \bar{\lambda}_n^2)}{\pi^2 (2m-1)(2n-1)(d_1 \bar{\lambda}_m^4 + 2d_3 \bar{\lambda}_m^2 \bar{\lambda}_n^2 + d_2 \bar{\lambda}_n^4)}, \quad (26)$$

где

$$\bar{\lambda}_m = \pi(2m-1)/a; \quad \bar{\lambda}_n = \pi(2n-1)/b.$$

Прогиб в этом случае будет равен

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \bar{w}_{mn} \sin \bar{\lambda}_m x \sin \bar{\lambda}_n y. \quad (27)$$

Для иллюстрации полученного решения, рассмотрим двухслойную пластину с укладкой $[0, 90]$. Материал монослоя – однонаправленный углепластик со следующими свойствами [3]:

$E1 = 100$ ГПа; $E2 = 10$ ГПа; $G12 = 6$ ГПа;

$\mu12 = 0,35$; $\alpha1 = 0$; $\alpha2 = 30 \times 10^{-6}$ 1/К.

Толщина монослоя $\delta_0 = 0,1$ мм.

На рис. 3 приведен график сходимости ряда для значения прогиба в центре пластины, т.е. график функции

$$w(N) = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \bar{w}_{mn} \sin \bar{\lambda}_m x \sin \bar{\lambda}_n y.$$

На рис. 4 приведена зависимость относительной погрешности определения прогиба

$$\delta w(N) = |w(N) - w(N-1)| / w(N) \times 100\%.$$

На рис. 5 изображено распределение момента M_x по длине пластины при $y = b/2$. Рис. 5 показывает, что статические граничные условия не удовлетворяются точно при конечном значении N , но должны удовлетвориться при переходе к бесконечным суммам.

На рис. 6, $a - z$ представлены контурные графики прогиба рассматриваемой пластины, а также пластин с аналогичной структурой, но с другими соотношениями размеров сторон.

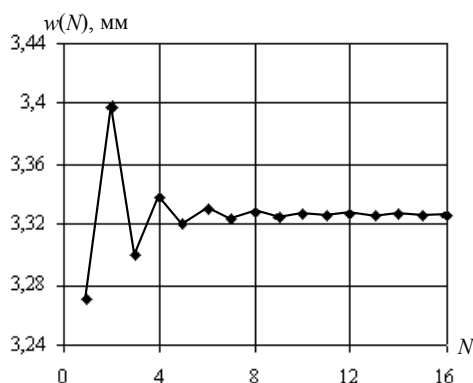


Рис. 3. График сходимости ряда (27) для прогиба в центре пластины

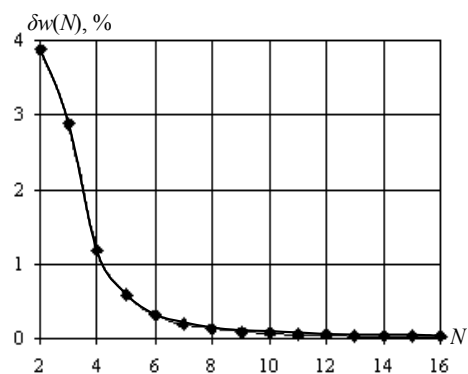


Рис. 4. Зависимость погрешности вычисления прогиба в центре пластины от предела суммирования N

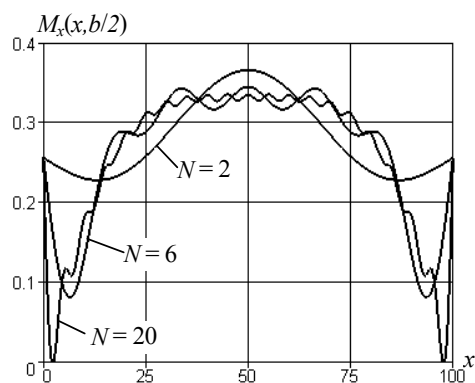


Рис. 5. Распределение момента M_x по длине пластины при $y = b/2$.

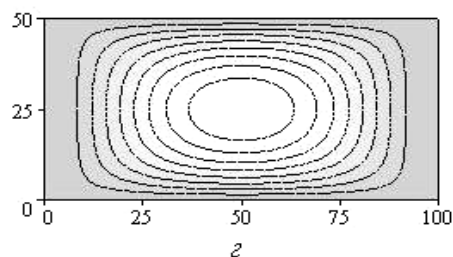
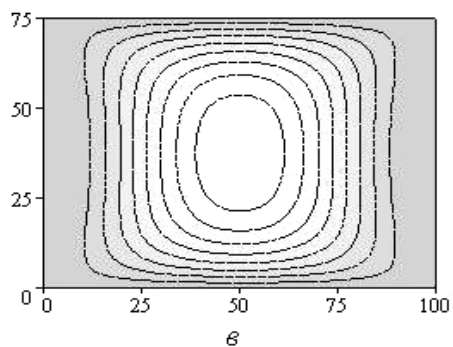
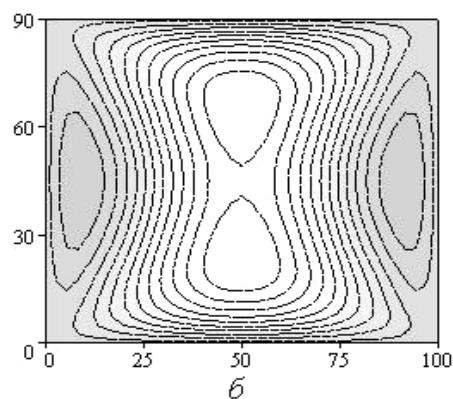
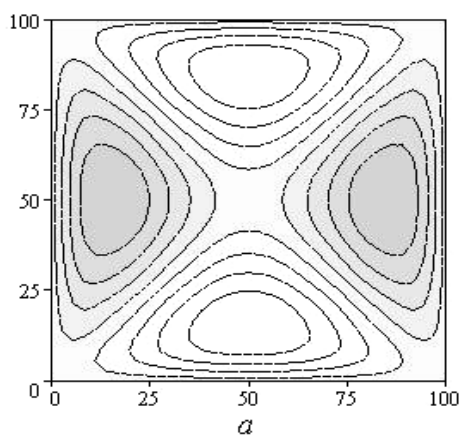


Рис. 6. Прогиб пластин со структурой $[0, 90]$ с различными соотношениями размеров сторон

Приближенный метод определения температурных прогибов

Для пластин с произвольным армированием, различными условиями опирания, а также для прямоугольных пластин температурные прогибы можно определить приближенно, используя метод Ритца-Тимошенко.

Согласно вышеупомянутому методу прогиб задается в виде:

$$w = \sum_{k=1}^n a_k \varphi_k(x, y), \quad (28)$$

где a_k – неизвестные коэффициенты; φ_k – некоторые заданные непрерывные функции, удовлетворяющие кинематическим граничным условиям [1].

Подставляя выражение (28) в геометрические соотношения (16), полученный результат – в выражение (19) и производя интегрирование по сечению пластины, получим функцию от переменных a_k .

Коэффициенты a_k , доставляющие минимум полученной функции, определяются из решения системы линейных алгебраических уравнений вида

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{B}, \quad (29)$$

где $\mathbf{A}$ – матрица коэффициентов системы;

$\mathbf{a}$ – вектор-столбец неизвестных коэффициентов;

$\mathbf{B}$ – вектор-столбец свободных членов.

Коэффициенты матрицы $\mathbf{A}$ и вектора $\mathbf{B}$ вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} A_{kj} = & d_{11} J_{11}^{kj} + d_{22} J_{22}^{kj} + 4d_{33} J_{33}^{kj} + \\ & + d_{12} (J_{12}^{kj} + J_{12}^{jk}) + 2d_{13} (J_{13}^{kj} + J_{13}^{jk}) + \\ & + 2d_{23} (J_{23}^{kj} + J_{23}^{jk}); \end{aligned} \quad (30)$$

$$B_k = -d_{T1} J_1^k - d_{T2} J_2^k - 2d_{T3} J_3^k,$$

где

$$\begin{aligned} J_{mn}^{kj} = & \iint_S \psi_m^k \psi_n^j dx dy; J_m^k = \iint_S \psi_m^k dx dy; \\ \psi_1^k = & \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial x^2}; \psi_2^k = \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial y^2}; \psi_3^k = \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial x \partial y}; \\ & m, n = 1, 2, 3 \end{aligned}$$

Прогиб пластины удобно задавать в виде алгебраического многочлена

$$w = \Phi \cdot (a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 x^2 + a_5 xy + a_6 y^2 \dots),$$

где функция Φ обеспечивает выполнение условий опирания пластины.

В этом случае

$$\varphi_k = \Phi \cdot \varphi_{0k};$$

$$\varphi_0 = [1, x, y, x^2, xy, y^2, \dots, xy^{N-1}, y^N],$$

где N – максимальная степень многочлена.

Оценим точность этого метода на примере ортотропной пластины, рассмотренной в предыдущем разделе. Ввиду симметрии задачи, начало координат удобно расположить в центре пластины.

Функция, обеспечивающая условия опирания, имеет вид:

$$\Phi(x, y) = (x^2 - a^2/4) \cdot (y^2 - a^2/4).$$

В табл. 1 приведены значения прогибов в центре рассматриваемой пластины для ряда значений N , а также погрешность вычисления прогиба относительно значения, полученного по формуле (27) $w = 3,32624$ мм.

Таблица 1
Оценка точности метода Ритца-Тимошенко

Степень многочлена, N	$w_N(0;0)$ мм	δw , %
2	3,43049	3,1
4	3,32547	0,023
6	3,32787	0,049
8	3,32594	0,009
10	3,32675	0,015

Из табл. 1 следует, что даже при невысоких степенях многочлена точность является достаточной для практических расчетов.

Для прямоугольных пластин, края которых имеют различные условия опирания, функция Φ может быть представлена в виде:

$$\Phi = \left(x - \frac{a}{2}\right)^{P_1} \left(x + \frac{a}{2}\right)^{P_2} \left(y - \frac{b}{2}\right)^{P_3} \left(y + \frac{b}{2}\right)^{P_4}. \quad (31)$$

Каждое из выражений в скобках в функции (31) удовлетворяет условию равенства нулю прогибов на соответствующей границе. А показатели степени

p_1, p_2, p_3, p_4 выбираются в соответствии с условием опирания на границах:

$$p_i = \begin{cases} 0 - \text{свободная граница;} \\ 1 - \text{шарнирное опирание;} \\ 2 - \text{заделка.} \end{cases}$$

Например, для прямоугольной пластины, у которой две противоположные стороны при $x = \pm a/2$ шарнирно оперты, а две оставшиеся заделаны,

$$\Phi = (x^2 - a^2/4)^2 (y^2 - b^2/4).$$

Для пластины, две противоположные стороны которой в общем случае являются криволинейными и задаются функциями $y_1(x)$ и $y_2(x)$ (рис. 7), функционал энергии деформации имеет вид:

$$U = \int_0^a \int_{y_1(x)}^{y_2(x)} \bar{U} dy dx. \quad (32)$$

А условиям шарнирного опирания по всем сторонам удовлетворяет функция

$$\Phi(x, y) = x(x-a)[y-y_1(x)][y-y_2(x)]. \quad (33)$$

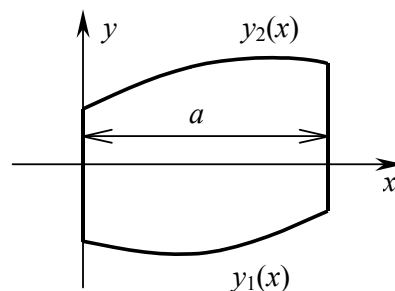


Рис. 7. Пластина с двумя криволинейными границами

На рис. 8, $a - z$ представлены контурные графики прогибов, квадратных пластин со структурой $[0, 90]$ с различными условиями опирания.

На рис. 9, $a - z$ можно увидеть контурные графики прогибов пластин, имеющих форму трапеции, со структурами $[\pm 45]$ и $[0, 90]$.

Следует отметить, что прогиб непрямоугольных пластин, имеющих структуру $[\pm \phi]$, не равен нулю, как в случае прямоугольных пластин. Таким образом, геометрия пластины оказывает существенное влияние на решение задачи.

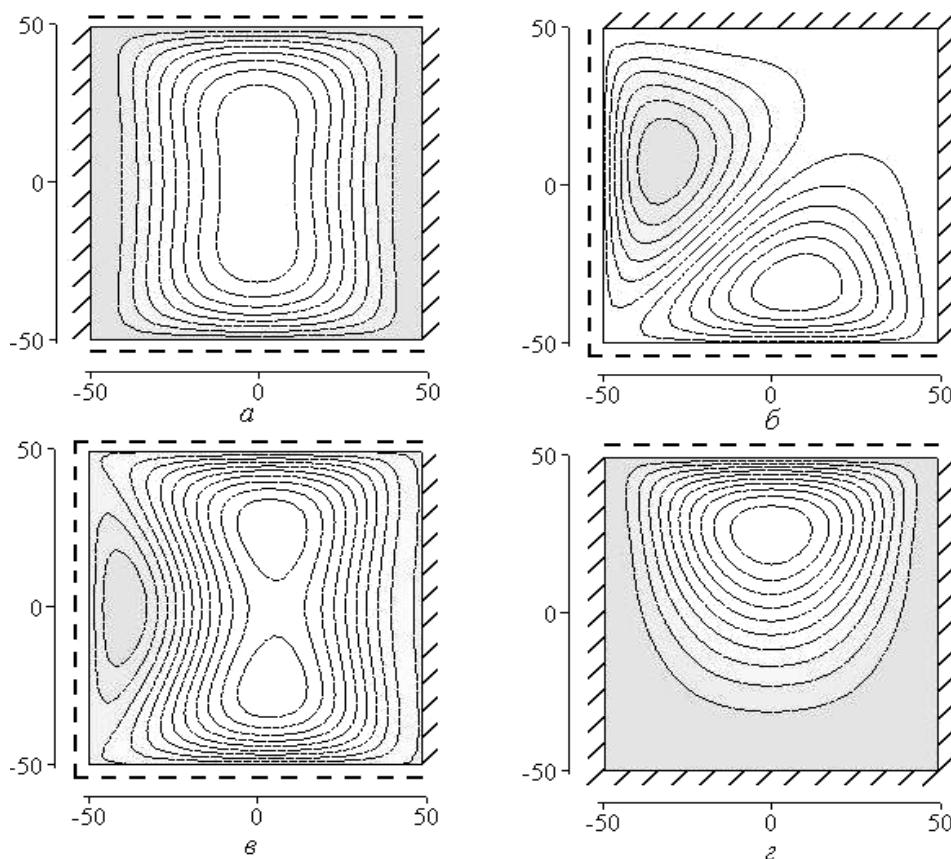


Рис. 8. Прогиб квадратных пластин со структурой $[0, 90]$ с различными условиями опирания

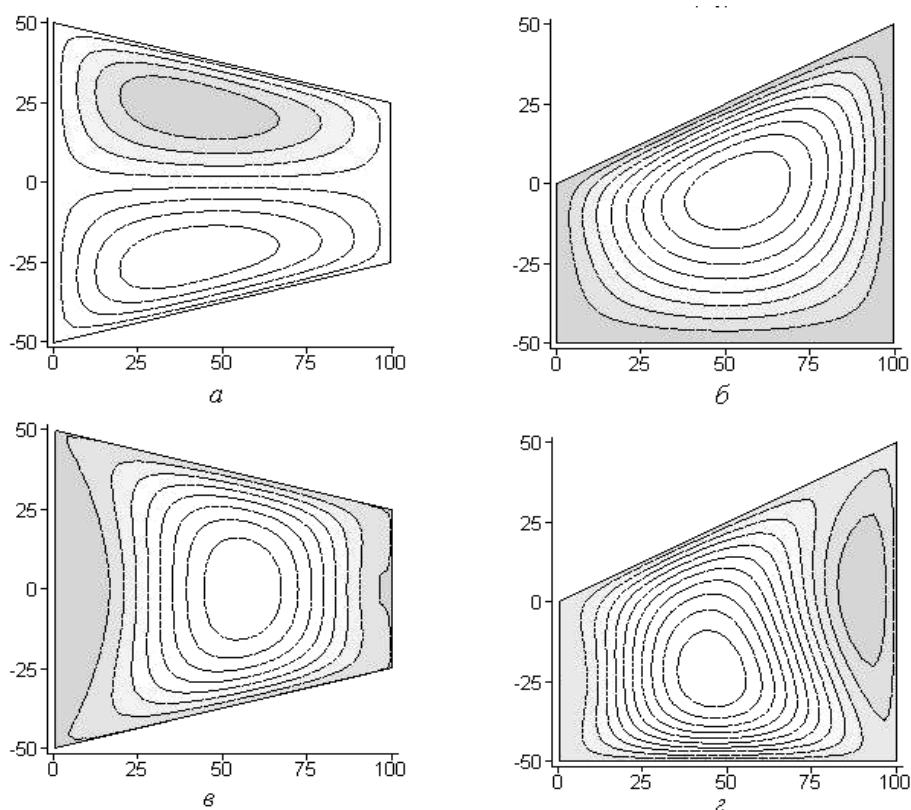


Рис. 9. Прогиб шарнирно опертых трапециевидальных пластин со структурами:
 $a, b - [\pm 45]$; $v, z - [0, 90]$

Заключение

Таким образом, получено точное решение температурной задачи, применимое для прямоугольных шарнирно опертых пластин с ортотропной структурой. Решение представлено в виде двойных тригонометрических рядов по синусам.

Для пластин с произвольной схемой армирования, с различными условиями опирания и для пластин, имеющих непрямоугольную форму, для определения температурных прогибов может быть успешно применен метод Ритца-Тимошенко. Непосредственные расчеты показали, что используемый в качестве аппроксимирующей функции степенной многочлен достаточно хорошо представляет прогибы рассматриваемых пластин.

Приведенные в статье примеры показывают, что на решение температурной задачи существенно влияют условия опирания и форма пластины.

Литература

1. . Строительная механика летательных аппаратов: Учебник для авиационных специальностей вузов / И.Ф. Образцов Л.А.Булечев, В.В.Васильев и др.; под ред. акад. И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1986. – 536 с.
2. Васильев В.В. Механика конструкций из композиционных материалов. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
3. Карпов Я.С. Механика композиционных материалов. Учебное пособие. – Х.: Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», 2001. – 122 с.

Поступила в редакцию 3.09.2005

Рецензент: канд. тех. наук, проф. В.В. Кириченко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 631.7.04-197:631:7.019.9

В.О. ПОВГОРОДНИЙ*Институт проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного, Украина*

ОПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ БОРТОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БЕЗОТКАЗНОСТЬ

Рассматриваются вопросы определения показателей надежности (безотказности) в результате испытаний механических конструкций бортовой аппаратуры. Определительные испытания на безотказность проводятся в соответствии с методикой, которая включает в себя ряд этапов. Это определение требуемого объема испытаний, в соответствии с этим построение плана испытаний, собственно проведение испытаний в соответствии с этим планом, оценка результатов испытаний и их сравнение с результатами контрольных испытаний на надежность (безотказность) и эксплуатационными (статистическими) данными. В качестве объекта испытаний рассматривается блок воздушных параметров (БВП) – пакет плат с электронными радиотехническими элементами (ЭРЭ). Это наиболее распространенная конструкция, применяемая в бортовой аппаратуре отечественных самолетов.

испытание, надежность, определение, безотказность, вероятность, оценка, бортовая аппаратура

Введение

Обеспечение заданных количественных показателей надежности вновь разрабатываемых изделий за весь период их эксплуатации является основной задачей комплексной системы управления качеством.

Обеспечение надежности изделий осуществляется комплексом организационно-технических и технологических мероприятий, реализуемых на различных стадиях разработки, опытного производства, серийного выпуска и эксплуатации изделий. Расчет показателей плана определительных испытаний проведен для конкретного авиационного прибора – БВП. Сам БВП предназначен для установки на самолетах АН-140 и АН-74 ТК 300. К числу технологических мероприятий относятся:

- обоснованный выбор показателей надежности и методов их подтверждения на ранних стадиях проектирования изделий;
- разработка и реализация программы обеспечения надежности разработки (ПОНр) с учетом поэтапной теоретической и экспериментальной оценки заданных уровней надежности;

– внесение в научно-техническую документацию на изделия требований по надежности, их подтверждение и контроль на этапах изготовления и эксплуатации [1 – 3].

Вопросы обеспечения надежности решаются на следующих основных этапах проектирования:

- разработка технического предложения или аванпроекта;
- разработка эскизного проекта;
- разработка технического проекта;
- разработка рабочей документации опытного образца (рабочий проект).

В качестве критериев надежности (отказов) принимаются следующие показатели безотказности:

- вероятность безотказной работы (ВБР) объекта испытаний – $P(t)$;
- вероятность отказа – $Q(t)$;
- интенсивность отказов – $\lambda(t)$;
- наработка на отказ – T_o .

При испытаниях изделие подвергается циклическому воздействию внешних воздействующих факторов (ВВФ), один испытательный цикл которых имитирует один полет.

Формулирование проблемы. Определительные испытания проводятся с целью определения оценки:

- фактической наработки на отказ;
- средней наработки до отказа бортового оборудования (БО) одноступенчатым методом с усечением процедуры испытаний по продолжительности, соответствующей в ускоренном режиме ресурсу до первого отказа для ремонтируемых изделий БО;
- назначенного ресурса для неремонтируемых изделий.

Исходными данными при планировании определительных испытаний на безотказность служат допускаемая относительная доверительная ошибка среднего δ , доверительная вероятность γ .

Общие рекомендации [1] по выбору δ и γ приведены в табл. 1

Таблица 1

Рекомендации по выбору значений δ и γ

Объект испытаний	Относительная ошибка δ	Доверительная вероятность γ
Изделие в целом, деталь, обуславливающие внешний вид изделия, его комфортабельность	0,15 – 0,20	0,80 – 0,90
Агрегат, базовая или основная деталь	0,10 – 0,15	0,90 – 0,95
Детали, узлы, агрегаты, влияющие на безопасность	0,05	0,95 – 0,99

Решение проблемы

Исходя из табл. 1, имеем следующие исходные данные:

- требуемое значение ВБР в соответствии с техническим заданием (ТЗ) $P_{ТЗ} = 0,99$;
- ожидаемое значение показателя безотказности $T_{ож} = 500$ ч;
- доверительная вероятность количества отказов $\gamma = 0,95$;
- нижняя граница относительной доверительной ошибки $\delta_n \leq 0,05$.

Планы определительных испытаний на основе этих данных строятся следующим образом:

- по известным $T_{ож}$ и δ_n находится нижняя доверительная граница наработки на отказ T_n :

$$T_n = T_{ож}(1 - \delta_n) = 500(1 - 0,05) = 475 \text{ ч}; \quad (1)$$

- значение нижней доверительной границы ВБР P_n определяется по формуле

$$P_n = \frac{T_n}{T_n + t_n} = \frac{475}{475 + 12} = 0,97536; \quad (2)$$

- ожидаемое значение ВБР определится по формуле

$$P_{ож} = \frac{T_{ож}}{T_{ож} + t_n} = \frac{500}{500 + 12} = 0,97656; \quad (3)$$

- требуемый объем испытаний определится по формуле

$$t_{ucn(1)} = \frac{\lg(1 - P_{ТЗ})}{\lg P_{ТЗ}} \approx \frac{2}{0,0043648} \approx 458, \quad (4)$$

если $t_n = 5,5$ ч, то $t_y = 12$ ч и общее время контрольных испытаний $t_{ки} = t_y \cdot t_{ucn(1)} = 458 \cdot 11 = 5496$ ч, что соответствует 0,68 года.

Если испытания не выявили отказов (число отказов $r = 0$), то результаты их считаются удовлетворительными; если по объему испытаний произойдет хотя бы один отказ (число отказов $r \geq 1$), то результаты их считаются отрицательными.

С другой стороны, требуемый объем первых контрольных испытаний на надежность (безотказность) определяется из соотношения

$$t_{ucn(1)} = \frac{\lg(1 - \gamma)}{\lg P_0} - (\text{циклов}).$$

Для $\gamma = 0,9$ объемы испытаний по заданному ВБР P_0 составляют в циклах значения, приведенные в табл. 2. Количество образцов, рекомендуемых для испытаний, рассчитывается как

$$N = \frac{t_{ucn(1)}}{t_{zap}} (\text{штук}),$$

где $t_{исп}$ – гарантийный ресурс в соответствии с техническими условиями (ТУ).

Если по объему испытаний произойдет хотя бы один отказ ($n > 1$), результаты их считаются отрицательными.

Для доверительной вероятности $\gamma = 0,9$, значения коэффициента n при различном числе отказов приведены в табл. 3.

Отказ устраняется (доработка конструкции), уточняется нижняя граница P_n по результатам испытаний или материалам эксплуатации с использованием соотношения

$$P_n = \exp\left(-\frac{1}{T_n}\right) \approx 1 - \frac{1}{T_n}, \quad (5)$$

где T_n – нижняя граница, определенная по формуле (1), и равная 475 ч, следовательно, $P_n = 0,9901$.

Таблица 2

Объем испытаний по заданным значениям P_0

P_0	0,99	0,995	0,999	0,9995	0,9998	0,9999	0,99999	0,999995
$t_{исп}$	232	460	2304	4508	11520	23041	45421	65205

Таблица 3

Значения коэффициента « n » при различном числе отказов

R	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n	0,26	0,38	0,45	0,50	0,54	0,57	0,59	0,62	0,63	0,65

Оценка достаточности располагаемого объема определительных испытаний с ограниченной продолжительностью проводится, исходя из заданных в тактико-техническом задании (ТТЗ) или ТУ значений показателей безотказности.

При проведении определительных испытаний на безотказность количество испытываемых N изделий определяется из требований достаточности объема испытаний.

При этом следует учитывать сложность БО, его стоимость, объем заказов, требования директивных документов и т.д. Ожидаемое число отказов r для предварительно установленного объема определительных испытаний рассчитывается по формулам [2]:

$$r = \frac{NT_{p1}}{T_{mp}};$$

$$r = \frac{NT_{pn}}{T_{mp}}.$$

Рассчитанное значение r округляется до бли-

жайшего целого. Для полученного значения r и заданной доверительной вероятности γ определяются коэффициенты h_1 и h_2 [3].

Отношение верхней и нижней доверительных границ показателя безотказности определяется по формуле [2]:

$$\frac{T_g}{T_n} = \frac{h_1}{h_2}.$$

На основании рассчитанного значения T_g/T_n делается заключение о достаточности объема определительных испытаний. Объем испытаний считается достаточным, если значение отношения верхней и нижней доверительных границ оцениваемого показателя безотказности удовлетворяет условию [2]:

$$\frac{T_g}{T_n} \leq 3.$$

При невыполнении вышеуказанного условия объем испытаний следует согласовать с представителем заказчика на предприятии.

При одностороннем ограничении определяемого показателя оцениваются среднее значение $\hat{T}$ и нижняя доверительная граница показателя безотказности T_n .

Точность, характеризуемая относительной доверительной ошибкой, определяется следующим соотношением [2]:

$$\delta_n = \frac{\hat{T} - T_n}{\hat{T}} = 1 - h_2.$$

Суммарная наработка определительных испытаний с ограниченной продолжительностью t_Σ определяется по формулам [2]:

$$t_\Sigma = \frac{NT_{p1}}{K_y};$$

$$t_\Sigma = \frac{NT_{pn}}{K_y}.$$

Точечная оценка и доверительные границы значений наработки на отказ или средней наработки до отказа по результатам определительных испытаний определяются, соответственно, по формулам [2]:

$$\hat{T} = \frac{t_\Sigma K_y}{m};$$

$$T_6 = h_1 \hat{T};$$

$$T_n = h_2 \hat{T},$$

где t_Σ – суммарная наработка БО.

Если по окончании определительных испытаний $r = 0$, как в нашем случае, то нижняя доверительная граница наработки на отказ или средней наработки до отказа определяется по формуле

$$T_n = \frac{t_\Sigma K_y}{h_0}, \quad (6)$$

где $h_0 = 2,3$ – коэффициент [3].

Заключение

Для высоконадежных изделий БО – БВП, оценка показателей безотказности в требуемых объемах ускоренных испытаний невозможна или нецелесообразна. Необходимо:

- испытания каждого образца проводить в ускоренном режиме с усечением объема по продолжительности и с обеспечением нулевого количества отказов. Для ремонтируемых изделий БО продолжительность испытаний ограничивается ресурсом до первого ремонта T_{p1} , а для неремонтируемых изделий БО – назначенным ресурсом T_{pn} ;
- оценку нижней доверительной границы показателя безотказности по результатам испытаний проводить по вышеприведенной формуле (6);
- точечную оценку прогнозируемого значения показателя безотказности проводить расчетным методом;
- оценку фактического значения показателя безотказности и его соответствие требованиям ТТЗ (ТЗ) или ТУ проводить по результатам эксплуатации.

Литература

1. Аронов И.З., Бурдасов Е.И. Оценка надежности по результатам сокращенных испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 182 с.
2. Методические указания 150-86: Эквивалентно-циклические контрольные и определительные испытания на безотказность авиационного бортового оборудования. – 1986. – 57 с.
3. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем. – М.: Мир, 1980. – 604 с.

Поступила в редакцию 5.10.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. П.Д. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.01

Д.П. ДРЯГИН

Сумской государственный университет, Украина

ХАРАКТЕРИСТИКИ И СВОЙСТВА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ИХ КОНТУРОЗВЕННОСТИ

Определены совокупности множественно-топологических характеристик закономерных контуров-звеньев кинематических цепей. Рассмотрены примеры контурозвального анализа консервативных цепей с учетом явлений аннигиляции (превращения) в цепях.

кинематическая цепь, контурозвальный анализ консервативных цепей, аннигиляция в цепях

Введение

Кинематические цепи являются абстрактно-структурным отображением реальных механизмов и машин. Надежность, работоспособность и долговечность этих объектов в значительной мере зависит от структурного качества отображающих цепей, поэтому для перехода к функциональному анализу необходимы структурно-топологические характеристики цепей. В данной работе задача решается с точки зрения существования закономерной контурозвальности.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Закономерная контурозвальность впервые отражена в работе [1]. Она позволяет выработать новые критерии существования кинематических цепей, учитывающих их неодносемейственность и контурозвальную неоднородность, а также разработать новую теорию групп.

Цель исследования заключается в нахождении сочетаний топологических закономерных контурозвальных компонент для нуль, моно-, диконтуров, а также в определении на их основе видов аннигиляции (превращения) в кинематических цепях.

Результаты исследования

Деление кинематических цепей на три вида закономерных топологических компонент: нуль, мо-

но-, диконтуров [1], является основанием для того, чтобы определять свойства и характеристики цепей как контурозвальных структур.

Условное изображение закономерных контуров-звеньев, удобное для изучения их свойств и определения множественно-топологических характеристик, представлено на рис. 1.

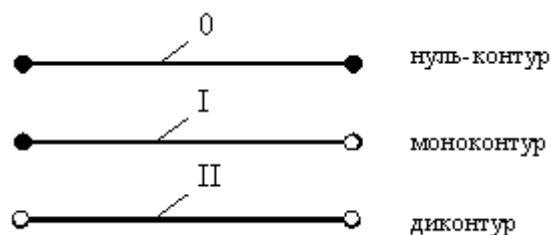


Рис. 1. Закономерные контур-звенья

Контрастные точки (рис. 1) указывают места присоединения свободных элементов кинематических пар (СЭКП), а кружки небольшого диаметра (~ 2 мм) – постоянные или переменные кинематические пары¹⁾, каждая из которых содержит по свободному геометрическому элементу, представляющему собой или точку, или линию, или поверхность. Анализ формул закона строения механизмов показал, что для выявления множественно-топологических характеристик закономерных контуров-звеньев достаточно использовать две форму-

¹⁾ С точки зрения контурозвального топологического подхода к исследованию цепей, постоянные и переменные пары составляют единое множество, поэтому могут изображаться условно одинаково.

лы закона [1]:

$$\begin{cases} n_I = 2n - p_\Sigma; \\ n_{II} = p_\Sigma - n, \end{cases} \quad (1)$$

где n_I и n_{II} – соответственно множества моноконтуров и диконтуров; n – множество звеньев цепи, подвергаемое моноконтурно-диконтурному делению; p_Σ – множество кинематических пар.

Воспользуемся формулами (1) для определения множественно-топологических характеристик нуля, моно-, диконтуров.

Нуль-контур характеризуется тем, что для него $n=1$, а $p_\Sigma=0$. Следовательно, характеристики нуль-контра определяются так:

$$\begin{aligned} n_I &= 2n - p_\Sigma = 2 \cdot 1 - 0 = 2 = 1 + 1; \\ n_{II} &= p_\Sigma - n = 0 - 1 = -1; \end{aligned} \quad (2)$$

$n_0 = 1$

Итак, совокупность характеристик нуль-контра можно представить в следующей форме:

$$\begin{cases} n_I = 1 + 1; \\ n_{II} = -1; \\ n_0 = 1. \end{cases} \quad (3)$$

Полученные характеристики (3) позволяют определять наличие нуль-контра, находящегося в той или иной цепи, неявно.

Проанализируем два вида незамкнутых консервативных цепей (рис. 2), которые можно назвать структурными узлами.

По варианту а (рис. 2) цепь содержит два звена и одну кинематическую пару, следовательно, для этой цепи получим:

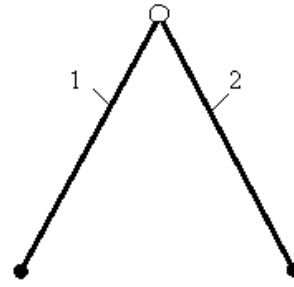
$$\begin{aligned} n_I &= 2n - p_\Sigma = 2 \cdot 2 - 1 = 3 = 1 + 1 + 1; \\ n_{II} &= p_\Sigma - n = 1 - 2 = -1. \end{aligned} \quad (4)$$

$n_0 = 1$

Решение (4) подтверждает, что цепь по рис. 2, а делится на нуль-контур и моноконтур.

Аннигиляция в этой цепи заключается в том, что нуль-контуром может быть как звено 1, так и звено

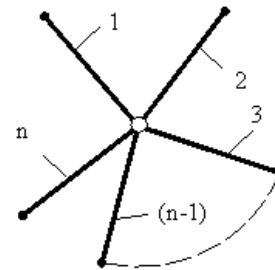
2. Тогда моноконтуром будет вначале звено 2, а затем звено 1.



$$n = 2, p_\Sigma = 1$$

а

а



$$n, p_\Sigma = n - 1$$

б

Рис. 2. Структурные узлы

Рассмотрим структурное решение по рис. 2, б:

$$\begin{aligned} n_I &= 2n - p_\Sigma = 2n - (n - 1) = \\ &= 1 + n = (n - 1) + 1 + 1; \\ n_{II} &= p_\Sigma - n = (n - 1) - n = -1; \end{aligned} \quad (5)$$

$n_0 = 1$

т.е. узел по рис. 2, б содержит нуль-контур и $(n-1)$ моноконтуров. Множество вариантов аннигиляции в этом случае равно количеству n звеньев структурного узла.

Формулы (1) дают возможность определить также и совокупности топологических характеристик соответственно:

моноконтура:

$$\begin{cases} n_I = 1; \\ n_{II} = 0; \\ n_0 = 0, \end{cases} \quad (6)$$

а также диконтур:

$$\begin{cases} n_I = 0; \\ n_{II} = 1; \\ n_0 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Взаимопревращение цепных закономерных контуров-звеньев назовем аннигиляцией первого вида.

В кинематических цепях возможно существование также и аннигиляции второго вида, при которой наблюдается, в соответствии с законом контурозвенности (1), необратимое превращение.

На рис. 3 изображено получение кинематической цепи путем топологического сложения нуль-контура и диконтура (графический вариант):

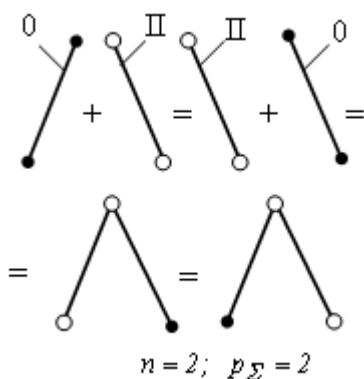


Рис. 3. Сложение нуль-контура с диконтуром

Символическая запись указывает на то, что в данном случае сложение подчинено переместительному закону (commutative Law):

$$0 + II = II + 0.$$

Применим для анализа полученной цепи формулы закона контурозвенности:

$$\begin{cases} n_I = 2n - p_{\Sigma} = 2 \cdot 2 - 2 = 2; \\ n_0 = p_{\Sigma} - n = 2 - 2 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Решение (8) подтверждает, что цепь, полученная путем сложения нуль-контура с диконтуром (рис. 3), по закону контурозвенности делится на два моно-контура.

Но совершенно очевидно, что

$$0 + II \neq I + I. \quad (9)$$

Таким образом, действительно, аннигиляция второго вида обладает закономерным свойством необратимости, приводящим к результату (9).

Деление рассмотренной цепи по условию $n_0 = 1$, $n_{II} = 1$ также не противоречит закону строения механизмов [1], но в этом случае для анализа должны использоваться все три формулы закона, совокупное решение по которым укажет на то, что в цепи $n_I = 0$.

Выводы

1. Определение множественно-топологических закономерных характеристик кинематических цепей обусловлено их делением на нуль, моно-, диконтур.
2. Соотношения (3), (6) и (7) позволяют оценивать аналитически существование закономерных структурных компонент: нуль, моно-, диконтуров, в том числе находящихся в кинематических цепях в неявной форме.
3. Аннигиляция закономерных контуров-звеньев в кинематических цепях является их всеобщим свойством, предопределяемым существованием закона контурозвенности [1].

Литература

1. Дрягин Д.П. Закон строения механизмов // Вісник Сумського державного університету. – 1999. – № 2 (13). – С. 79 – 80.

Поступила в редакцию 12.10.2005

Рецензент: канд. техн. наук, доц. В.Г. Неня, Сумской государственный университет.

УДК 533.6.011.5

Л.А. БАЗЫМА, В.И. КУЛЕШОВ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ПОЛОГО ЦИЛИНДРА**

Проведено численное и экспериментальное исследование сверхзвукового обтекания цилиндра с полостью. Относительные глубины полости (L/D , D – диаметр цилиндра) варьировались в диапазоне от 0,3 до 1,6. Рассматривался режим невязкого обтекания с числом Маха набегающего потока, равным 3, и числом Рейнольдса $> 10^6$. Численное моделирование проводилось в рамках модели идеального газа в двухмерной и трехмерной постановках. Экспериментально установлено, что для тел с относительной глубиной полости, равной 0,4, наблюдается двухмодовый режим пульсаций ударной волны. Сравнение экспериментальных и численных данных показало хорошее их соответствие.

полость, пульсации, головной скачок уплотнения, сверхзвуковое обтекание**Введение**

В экспериментальных и теоретических исследованиях [1 – 3] установлено, что обтекание тел с полостью, размещенной в носовой части, сопровождается пульсациями. Это приводит к изменению структуры потока в окрестности летательного аппарата и, как следствие, изменяет его аэродинамические характеристики.

Передняя полость может рассматриваться как резонансная трубка. Ранее рассматривались различные способы влияния на пульсации в полости. Например, газовая «герметизация» полости может поддерживать устойчивое давление и уменьшить амплитуду колебаний скачка перед полостью, которые вызываются движением головного скачка уплотнения [4].

В [3] рассматривалась возможность стабилизации течения при организации вдува струи со дна полости. Изучались различные варианты контроля и управления процессом пульсаций в полости посредством подвода энергии в набегающий поток перед полостью [5, 6]. Влияние геометрии полости на пульсации в полости было также исследовано [7, 8].

Таким образом, обтекание передних полостей было предметом изучения многих теоретических и

экспериментальных исследований, обзор которых приведен в [2]. В то же время следует отметить, что большинство моделей, используемых в этих экспериментах, представляли собой затупленные тела с полусферической носовой частью, имевшей аксиальную цилиндрическую полость различной глубины. Впадина резонировала на основной частоте

$$\omega = 2\pi f = \pi a_0 / 2L^* . \quad (1)$$

Здесь a_0 – скорость звука при температуре торможения потока; L^* – осевая дистанция от основания полости до среднего положения головного скачка уплотнения, $L + \delta$. В уравнении (1) предполагается, что скорость потока в полости является небольшой, так что температура торможения может использоваться для оценки средней скорости звука.

Головной скачок уплотнения совершал устойчивые симметричные колебания относительно носка тела, однако, для промежуточных длин полости $0,4 \leq L/D \leq 0,7$, изменение давления, измеряемого на дне впадины, имело случайный характер, изменяющийся между двумя модами колебаний [2].

В [1] проводилось экспериментальное исследование цилиндра с полостью при числе Маха 2,9, но о двухмодовом режиме колебаний для промежуточных длин полости $0,4 \leq L/D \leq 0,7$ не сообщается.

В данной работе проведено численное и экспериментальное исследование обтекания полого цилиндра для $0,3 \leq L/D \leq 1,6$, которое уточняет результаты [1].

Экспериментальная установка

Экспериментальная модель представляла собой 85 мм цилиндр с осевой полостью. Эксперименты проводились при числе Маха 3 на сверхзвуковой аэродинамической установке (Т-6) Национального аэрокосмического университета (ХАИ). В табл. 1 приведены рабочие параметры этой установки.

Таблица 1

Рабочие параметры установки Т-6

Число Маха	3
Давление торможения	392,3 кПа
Температура торможения	300 К
Время работы установки	4 мин
Число Рейнольдса	$2,81 \times 10^6$
Размер рабочей части	60 × 60 см
Длина рабочей части	160 см

Т-6 – аэродинамическая труба периодического действия, питающаяся сжатым воздухом от баллонов объемом 4300 м³ с давлением 900 кПа, с закрытой рабочей частью и выхлопом через шумоглушающую камеру. Регулировка аэродинамической трубы по числу Маха осуществляется посредством регулирования размера сопла, высоты рабочей части трубы и угла наклона стенок. Адаптивные стенки рабочей части обеспечивают минимизацию индукции границ потока, повышение числа Рейнольдса.

На рис. 1 представлена рабочая часть аэродинамической установки Т-6.

Модель, используемая в этом исследовании, состояла из цилиндра с плоским торцом диаметром 85 мм. Отверстие с диаметром 81,6 мм, размещенное вдоль оси цилиндра представляет собой переднюю полость. Длина полости изменялась посред-

ством изменения положения вставки, соединенной с основанием полости. Приемники давления были размещены в основании полости.

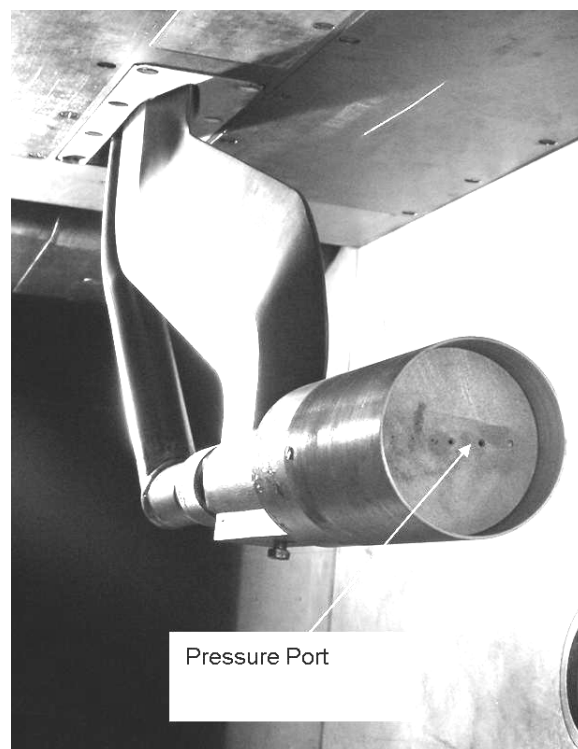


Рис. 1. Рабочая часть аэродинамической установки (Т-6)

Оптические исследования обтекания полости, направленной навстречу потоку, выполнены на серийном теневом приборе ИАБ-451. В качестве источника света использовалась ртутная лампа ДРШ-250.

Для регистрации изображения применялась сверхскоростная фоторегистрирующая установка СФР-1. Съёмочная камера этой установки может быть использована как фоторегистратор, дающий непрерывную развертку исследуемого процесса, или как высокоскоростная камера, дающая ряд последовательных фотографий изучаемого процесса, с частотой съемки до $2,5 \cdot 10^6$ кадров/с. В данной работе исследования проводились при частоте съемки 40000 кадров/с. Фотографирование явления производится на неподвижной пленке при помощи вращающегося зеркала. Использовалась фотопленка KodakProfessional ProFoto 400 bw. Изображение с

фотопленки сканировалось с разрешением 3200 пикселей на дюйм.

Установка СФР была снабжена системой автоматического электронного управления, позволяющей устанавливать и измерять скорость вращения зеркала с точностью до 0,1%. Соединение теневой установки с камерой СФР проводилось по методике, изложенной в [9].

Численная модель

Будем рассматривать обтекание цилиндра с полостью ($l/D = 0,3-1,6$; $\delta/D = 0,04$) однородным сверхзвуковым потоком идеального газа. Схема передней полости представлена на рис. 2.

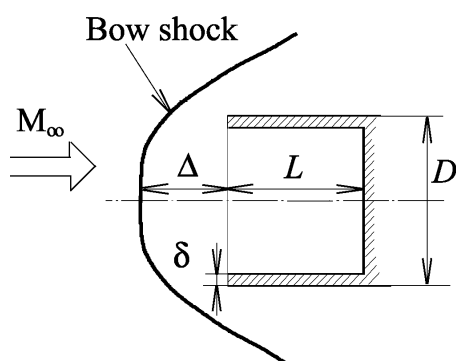


Рис. 2. Схема передней полости

Нестационарные трехмерные уравнения Эйлера в трехмерной постановке для произвольного объема Ω могут быть написаны в интегральной форме

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} F d\Omega + \int_{\sigma} \bar{A} \bar{n} d\sigma = 0, \quad (2)$$

где

$$F = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho E \end{bmatrix}; \quad \bar{A} = \begin{bmatrix} \rho \bar{q} \\ \rho u \bar{q} + p \bar{i}_x \\ \rho v \bar{q} + p \bar{i}_y \\ \rho w \bar{q} + p \bar{i}_z \\ \rho E \bar{q} + p \bar{q} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

$\bar{i}_x, \bar{i}_y, \bar{i}_z$ – единичные вектора декартовой системы координат; F – вектор консервативных переменных; $\bar{A}$ – поток вектора консервативных переменных;

σ – ограничивающая поверхность элементарного объема Ω , который имеет внешнюю нормаль $\bar{n}$; $\bar{q} = u \bar{i}_x + v \bar{i}_y + w \bar{i}_z$ – вектор скорости потока; u, v и w – компоненты вектора скорости вдоль осей x, y и z ; p – давление; ρ – плотность; E – полная энергия единицы массы газа; t – время.

Система уравнений (2 – 3) замыкается уравнением состояния идеального газа.

$$\rho E = p/(\gamma - 1) + \rho q^2/2. \quad (4)$$

Обезразмеривание величин проводится следующим образом:

$$\begin{aligned} x &= \bar{x}D/2; \quad y = \bar{y}D/2; \quad z = \bar{z}D/2; \\ u &= \bar{u}a_\infty; \quad v = \bar{v}a_\infty; \quad w = \bar{w}a_\infty; \quad a = \bar{a}a_\infty; \\ \rho &= \bar{\rho}\rho_\infty; \quad p = \bar{p}\rho_\infty a_\infty^2; \quad t = \bar{t}D/(2a_\infty), \end{aligned} \quad (5)$$

где a_∞ – скорость звука набегающего потока. Ниже по тексту черта над безразмерными величинами $x, y, z, t, a, u, v, w, \rho, p$ опущена.

На поверхности тела ставились невязкие граничные условия. На внешней границе использовались условия невозмущенного потока. На границе, расположенной ниже по течению, проводилась экстраполяция значений параметров потока, примыкающей к этой границе.

В качестве начальных данных в расчетах принимались параметры невозмущенного набегающего потока:

$$\begin{aligned} p &= p_\infty = 1/\gamma; \quad \rho = \rho_\infty = 1; \quad u = u_\infty = M_\infty; \\ v &= 0; \quad w = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Решение системы уравнений (2 – 4) проводилось методом Годунова [10] на сетке $110 \times 60 \times 32$, которая строилась со сгущением узлов около тела, а в полости распределение узлов сетки было равномерным. В расчетах использовалась та же конечно-разностная схема, что и в [3, 10].

Некоторые вычислительные результаты получены в данном исследовании с использованием модифицированной конечно-разностной схемы Годунова на подвижной сетке [11 – 12]. Система уравнений

для двумерного потока может быть представлена в форме (2), а вектора F , $\bar{A}$ записываются в виде:

$$F = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho E \end{bmatrix}, \quad \bar{A} = \begin{bmatrix} \rho(\bar{q} - \bar{\lambda}) \\ \rho u(\bar{q} - \bar{\lambda}) + p\bar{i}_x \\ \rho v(\bar{q} - \bar{\lambda}) + p\bar{i}_y \\ \rho E(\bar{q} - \bar{\lambda}) + p\bar{q} \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Здесь σ – ограничивающая поверхность некоторого элементарного объема (см. уравнение (1)), которая имеет внешнюю нормаль $\bar{n}$ и движется со скоростью $\bar{\lambda}$.

Разница между представленной формулировкой и обычной заключается в том, что сеточная скорость $\bar{\lambda}$ включена в основное уравнение (7), и каждый объемный элемент зависит от времени.

Результаты [11, 12] демонстрируют, что использование подвижной сетки в расчетах для полостей с глубиной $L/D < 1,6$ позволяет лучше выделить амплитуду пульсаций головного скачка уплотнения (это трудно реализовать на неподвижной сетке, поскольку амплитуда пульсаций скачка сопоставима с размером ячейки сетки).

Результаты

Изменение относительной глубины полости (L/D , D – диаметр цилиндра) проводилось в диапазоне от 0,3 до 1,6. Как эксперименты, так и расчеты проводились с моделью, расположенной под нулевым углом атаки к набегающему потоку.

На рис. 3 представлены теневые фотографии головного скачка перед моделью с полостью глубиной $L/D = 0,4$. Форма ударной волны на рис. 3, б является осесимметричной. Рис. 3, а и 3, в представляют форму ударной волны с выпуклостями в нижней и верхней части, что является результатом нестационарного режима пульсаций, характерного для этой глубины полости. Таким образом, обтекание полости с такой глубиной демонстрирует случайный характер процесса осцилляций, вследствие которого



а



б



в

Рис. 3. Форма головного скачка уплотнения для $L/D = 0,4$ и числа Маха 3:

- а – с выпуклостью в нижней части;
- б – головной скачок осе симметричен;
- в – с выпуклостью в верхней части

наблюдаются очень нестационарные колебания и неосесимметричные формы ударной волны, происходящие в случайной последовательности и продолжительности.

Проведенное сравнение результатов расчетов (на подвижной сетке) с результатами экспериментов данной работы и результатов [1] показано на рис. 4. Использование подвижной сетки в вычислениях для полостей с глубиной $L/D < 1,6$ позволило с большей достоверностью определять амплитуду пульсаций головной ударной волны.

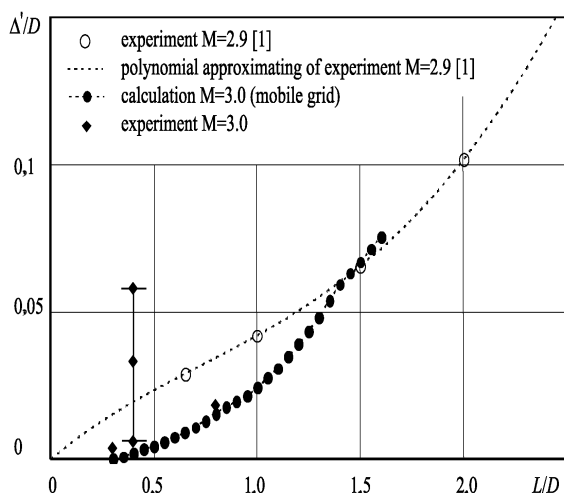


Рис. 4. Амплитуда пульсаций
головного скачка уплотнения

Можно видеть хорошее соответствие расчетных и экспериментальных результатов. Однако бимодальные и беспорядочно нестационарные колебания в вычислениях (как в двухмерной, так и в трехмерной постановках) для $L/D = 0,4$ выявлены не были.

Было сделано предположение, что углубления в основании полости (для размещения портов датчиков давления) могут вызвать небольшие возмущения потока в полости.

На рис. 5 представлены результаты численного

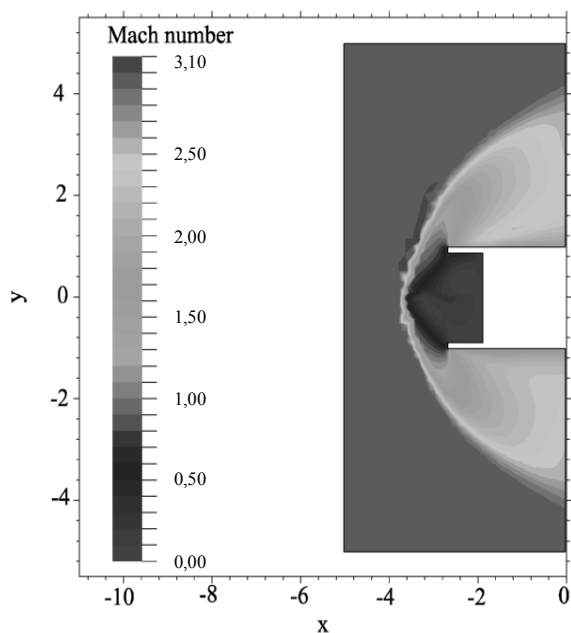


Рис. 5. Поле чисел Маха; $L/D = 0,4$

моделирования для полости ($L/D = 0,4$), в основании которой несимметрично расположено несколько таких углублений.

Полученные результаты (несимметричная форма скачка) качественно похожи на зафиксированные в эксперименте.

Заключение

Экспериментально изучено поведение головного скачка уплотнения перед круговым цилиндром с полостью в сверхзвуковом потоке с числом Маха 3. В результате проведенных измерений установлено следующее.

1. Во всех продувках наблюдались осцилляции головного скачка уплотнения.

2. Частота колебаний была пропорциональна глубине полости и соответствовала фундаментальной акустической частоте полости с длиной волны, равной учетверенному расстоянию от основания полости до среднего положения головного скачка уплотнения (для $L/D > 0,4$).

3. Наблюдался нестационарный режим осцилляций головного скачка уплотнения, которые происходили при относительной глубине полости $L/D = 0,4$.

Для случая $L/D = 0,4$ происходили бимодальные, нестационарные колебания, носившие случайный характер. Форма головного скачка была несимметричной с появлением выпуклостей то с одной, то с другой стороны.

4. Для $L/D > 0,8$ форма головного скачка всегда была симметричной.

Численное моделирование обтекания полостей для глубин $L/D < 1,6$, проведенное в расчетах на подвижной сетке, показало хорошее соответствие с экспериментальными данными.

Однако бимодального нестационарного характера пульсаций головного скачка уплотнения в расчетах на подвижной сетке (в двумерной постановке)

для случая $L/D = 0,4$ выявить не удалось. При проведении трехмерного моделирования обтекания полости для $L/D = 0,4$, при несимметричном размещении малых углублений в основании полости, наблюдались несимметричные осцилляции головного скачка, качественно похожие на осцилляции, зафиксированные в эксперименте.

Литература

1. Антонов А.Н., Шалаев С.П. Экспериментальное исследование нестационарного течения в полостях, обтекаемых сверхзвуковым потоком // Известия АН СССР. Механика жидкости и газа. – 1979. – № 5. – С. 180 – 183.
2. Ladoon D.W., Shneider S.P. and Schmisser J.D. Physics of Resonance in a Supersonic Forward-Facing Cavity // Journal of Spacecraft and Rockets. – 1998. – Vol. 35, № 5. – P. 626 – 632.
3. Базыма Л.А. Взаимодействие осевой и кольцевой струй, вытекающих из цилиндрической полости, с набегающим сверхзвуковым потоком газа // Прикладная механика и техническая физика. – 1995. – Т. 36, № 3. – С. 69 – 73.
4. Utreja L.R. and Gurley W.H. "Aircraft hollow nose cone". – U.S. Patent 4,850,275 BDM International, Huntsville, AL, July, 1989.
5. Базыма Л.А. Влияние энергоподвода на структуру обтекания тела с полостью // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 1. – С. 49 – 54.

6. Bazyma L.A., Rashkovan V.M. Stabilization of Blunt Nose Cavity Flows Using Energy Deposition // Journal of Spacecraft and Rockets. – 2005. – Vol. 42, № 5. – P. 790 – 794.
7. Sambamurthi J.K., Huernbner L.P., Utreja L.R. Hypersonic flow over a cone with a nose cavity // AIAA Paper. New York. – 1987. – № 87-1193.
8. Bochachevsky I.D. and Kostoff R.N. Supersonic flow over convex and concave shapes with radiation and ablation effects // AIAA Journal – 1972. – Vol. 10, № 8. – P. 1024 – 1031.
9. Дубовик А.С. Фотографическая регистрация быстропротекающих процессов. – М.: Наука, 1964. – 466 с.
10. Численное решение многомерных задач в газовой динамике / Под ред. С.К. Годунова. – М.: Наука, 1976. – 321 с.
11. Базыма Л.А., Холявко В.И. Модификация конечно-разностной схемы Годунова на подвижной сетке // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1996. – Т. 36, № 4. – С. 525 – 532.
12. Bazyma L.A. Rashkovan V.M. Numerical Simulation of a PlasmaPlume Exhaust from an Electrothermal Plasma Thruster // Journal of Propulsion and Power. – 2005. – Vol. 21, № 2. – P. 378 – 381.

Поступила в редакцию 3.10.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Н. Шупиков, Институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков.

УДК 532.528:621.671

О.В. ПИЛИПЕНКО¹, Л.Г. ЗАПОЛЬСКИЙ¹, Ю.А. ЖУЛАЙ²¹*Институт технической механики НАН Украины, Украина*²*Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Украина*

РАСШИРЕНИЕ ГРАНИЦЫ ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОСТИ НАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ С ПОМОЩЬЮ УСТАНОВКИ БАЙПАСНОГО ДЕМПФИРУЮЩЕГО ТРУБОПРОВОДА С СУПЕРКАВЕРНОЙ

В статье представлены результаты экспериментального определения области устойчивости насосной системы питания с подключением байпасного демпфирующего устройства со специально организованной в нём суперкавитационной полостью. Показано, что выбор рациональных параметров демпфирующего устройства, подключенного к конкретной насосной системе, позволяет существенно расширить область её устойчивой работы по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям.

кавитационные автоколебания, устойчивость, демпфирующие устройства, рациональные параметры

Введение

Проблема обеспечения динамической устойчивости ракет-носителей на жидком топливе по отношению к продольным колебаниям на активном участке полета продолжает оставаться одной из центральных при их проектировании и отработке. Склонность к потере продольной устойчивости является характерной особенностью многоступенчатых ракет-носителей на жидком топливе.

Механизм потери продольной устойчивости обусловлен взаимодействием упругих колебаний конструкции ракеты с процессами, протекающими в жидкостном ракетном двигателе (ЖРД) и его питающих магистралях [1, 2 и др.]. Условие близости (вплоть до совпадения) значений собственных (резонансных) частот колебаний жидкости в питающей магистрали и корпуса ракеты играют роль фактора, наиболее сильно влияющего на продольную устойчивость.

Известны случаи, когда продольные колебания выводили из строя систему управления, приводили к разрушению конструкции ракеты или полезного груза. Продольные колебания пилотируемых комплексов, возникающие на собственных частотах

жизненно важных органов человека, оказывают неблагоприятное влияние на космонавтов.

Постановка проблемы и её связь с научно-техническими задачами

Во многих работах по анализу продольной устойчивости ракет на жидком топливе указывается на существенную роль кавитационных явлений в системах питания ЖРД [1, 2]. В определенном диапазоне изменения входного давления кавитация в шнеко-центробежных насосах не оказывает заметного влияния на статические параметры насоса (напор, КПД и т.д.), однако приводит к изменению динамических характеристик всей системы. Кавитационные каверны, обладая сравнительно большой податливостью, снижают собственную частоту колебаний жидкости в питающей магистрали. При определенных условиях скрытая кавитация в насосе вызывает самовозбуждение низкочастотных колебаний расхода и давления, которые затрудняют, а иногда делают невозможной нормальную работу всей системы, так как они вызывают вибрацию конструкции и создают дополнительные динамические нагрузки на ее элементы. Кавитационные автоколебания также могут вызывать нежелательные резонансные явления в

системе, снижают ее надежность. Что касается продольной устойчивости, то это, в первую очередь, относится к насосу маршевого двигателя первой ступени, питающего двигатель компонентом от дальнего бака.

Теоретическому и экспериментальному исследованию кавитационных автоколебаний и применению полученных результатов к задаче о продольной устойчивости ракет на жидком топливе посвящен ряд работ. Так, изложенная в [3] теория неустойчивости шнекоцентробежных насосов и широкие экспериментальные исследования позволили выявить характерные особенности кавитационных автоколебаний и влияние конструктивных и режимных параметров насосной системы на ее устойчивость.

Уменьшение размеров и веса их конструкции за счет повышения частоты вращения вала насоса приводит к большей вероятности самовозбуждения низкочастотных кавитационных автоколебаний. Особенно опасно возбуждение кавитационных автоколебаний на эксплуатационных режимах. В этом случае приходится принимать специальные меры по их подавлению вплоть до полного устранения. Задача может осложниться тем, что такого рода меры не должны приводить к заметному ухудшению статических характеристик насоса.

В настоящей статье кратко изложено описание некоторых средств стабилизации насосных систем по отношению к низкочастотным автоколебаниям, а также результаты исследования их подавления с помощью байпасного демпфирующего трубопровода (БДТ).

Обзор некоторых средств расширения области устойчивости работы насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям

В работе [4] приведены примеры конструктивных исполнений шнекоцентробежных насосов и специальных средств, обеспечивающих стабилизацию насосной системы по отношению к кавитаци-

онным автоколебаниям. Рассмотрены преимущества и недостатки двухвальных систем. В этом случае низкооборотная ступень – шнек вращается с меньшей скоростью, чем высокооборотное центробежное колесо, и система значительно менее склонна к кавитации и генерированию низкочастотных колебаний. Однако из-за конструктивной сложности двухвальный насос значительно проигрывает по габаритным и весовым характеристикам одновальному.

Известен ряд технических средств, направленных на снижение интенсивности обратных токов или устранения их воздействия на основной поток без конструктивных изменений шнека. К таким устройствам относятся направляющие лопатки, конусные перегородки из плотной сетки (рис. 1, а) камеры перепуска (рис. 1, б). К недостаткам таких устройств следует отнести их однорежимность, т.е. для каждого расхода существуют определенные оптимальные их геометрические характеристики.

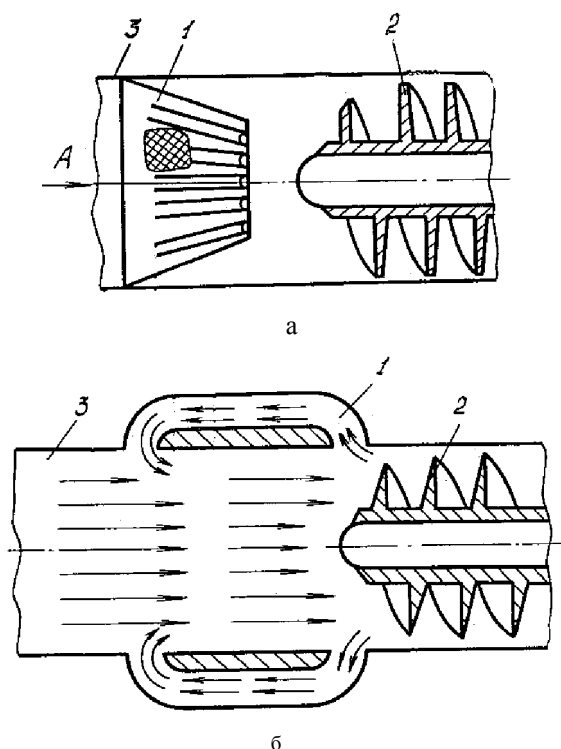


Рис. 1. Устройство для стабилизации насосных систем:

- а – конусная перегородка из сетчатого материала (1); 2 – шнек; 3 – питающая магистраль;
б – рециркулятор обратного тока: 1 – камера перепуска; 2 – шнек; 3 – питающая магистраль

Имеются данные о стабилизирующем влиянии перфорирования начального участка лопастей и применения в шнековых преднасосах клиновидных профилей, которые на входных участках примерно совпадают с формой каверны на предсуперкавитационном режиме. В этом случае положительный эффект связан с уменьшением объемов профильных каверн и вихревых следов за ними. Такие шнеки могут работать в оптимальных условиях в узком диапазоне значений расхода через насосный агрегат.

На режимах без обратных токов уменьшение амплитуд автоколебаний можно обеспечить, применяя шнек с конфузорным межлопастным каналом, который обеспечивается за счет уменьшения наружного диаметра шнека либо увеличения диаметра втулки (рис. 2, а). Такая конструкция уменьшает влияние угла атаки на характер обтекания жидкостью лопастей шнека, так как область максимальных скоростей перемещается к выходу из преднасоса.

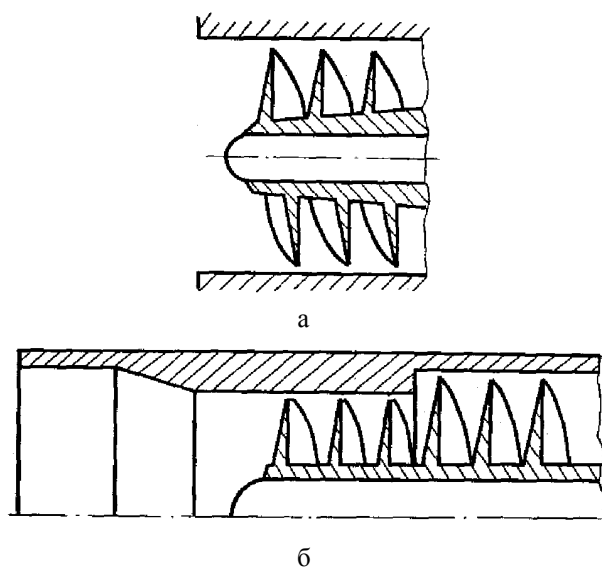


Рис. 2. Шнек с конфузорным межлопастным каналом (а) и ступенчатый (б)

Ступенчатый шнек, представленный на рис. 2, б, имеет несколько пониженный КПД ($\approx$ на 8%), но улучшенные антикавитационные свойства.

Довольно эффективными и достаточно простыми средствами устранения кавитационных автоколебаний в системах питания ЖРД являются двухрядные шнеки и шнеки с прорезями, разработанные и про-

шедшие экспериментальную проверку в ИТМ НАН Украины [4].

Двухрядные шнеки получали путем разделения обычного шнека на два ряда лопастей с определенным осевым расстоянием между ними (рис. 3, а). Причем решетки профилей первого ряда выполнялись с густотой $\tau < 1$, а второго ряда – с густотой $\tau > 1$. Первый ряд лопастей обеспечивает высокие антикавитационные свойства насоса и создает предварительную закрутку потока перед вторым рядом. В межлопастных каналах второго ряда образуется каверна относительно большого размера, малая упругость которой позволяет снизить основную частоту колебаний жидкости в питающей магистрали по сравнению с исходным шнеком. Зазор между рядами и вносимые им гидрпотери повышают устойчивость насосного агрегата по отношению к кавитационным автоколебаниям.

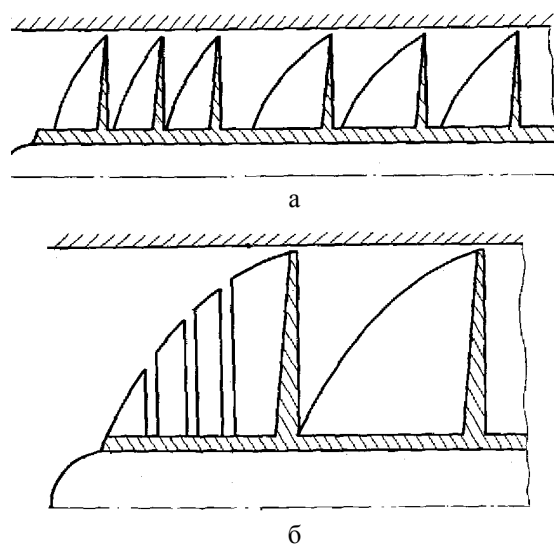


Рис. 3. Шнек с прорезями (а), двухрядный (б)

Шнек с прорезями, конструктивная схема которого представлена на рис. 3, б, оказывал стабилизирующее воздействие за счет разделения одной сплошной "оседлой" каверны, располагавшейся на лопасти, на ряд каверн и некоторого увеличения гидравлических потерь в межлопастных каналах при наличии прорезей. Этот результат достигался выполнением на исходном шнеке узких прорезей по высоте лопасти в плоскости, нормальной к его оси.

Шнеки с прорезями применялись для устранения кавитационных автоколебаний как на маршевых, так и рулевых двигателях.

Таким образом, рассмотренные конструкции шнековых преднасосов, в том числе двухрядные шнеки и шнеки с прорезями в лопастях, являются эффективными средствами стабилизации насосной системы по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям. Однако применение таких конструкций шнеков приводит к некоторому снижению их напора (на $3 \div 10\%$) по сравнению со шнеками традиционной конструкции, что может оказаться неприемлемым с точки зрения бескавитационной (бессрывной) работы центробежного колеса. В случае если ни один из рассмотренных способов не позволяет обеспечить устойчивую работу насосной системы питания, возникает необходимость разработки средств подавления низкочастотных кавитационных автоколебаний [5], не затрагивающих конструкции входной части шнекового преднасоса.

Постановка задачи исследования

В связи с вышеизложенным несомненный интерес представляет исследование влияния БДТ на устойчивость насосной системы питания ЖРД по отношению к кавитационным автоколебаниям. Элементом, обеспечивающим стабилизацию системы, является суперкавитационная полость, специально созданная в БДТ, соединяющим выход из насоса с его входом. Это обстоятельство усиливается и тем, что до недавнего времени единственным способом стабилизации ракет на жидком топливе по отношению к продольным колебаниям, нашедшим широкое практическое распространение в отечественной и зарубежной практике, являлась установка в питающую магистраль газожидкостного демпфера. Одним из недостатков традиционных газожидкостных демпферов (независимо от места установки их в питающей магистрали) является снижение запасов

устойчивости системы питания ЖРД к кавитационным автоколебаниям и даже самовозбуждение последних на эксплуатационных режимах.

Определение области устойчивости насосной системы с БДТ по отношению к кавитационным автоколебаниям

В работе [6] приведены результаты экспериментального исследования стабилизации системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы», включающей БДТ, по отношению к кавитационным автоколебаниям.

В качестве объекта исследования использовался шнекоцентробежный насос штатной конструкции с двухзаходным винтовым шнеком постоянного шага.

Испытания насоса проводились по обычным программам снятия кавитационных характеристик на расход $G = (0,4 \div 1,4)G_{ном}$ с шагом $\Delta G \approx 0,2G_{ном}$ на гидравлическом стенде, схема которого, заимствованная из работы [6], представлена на рис. 4.

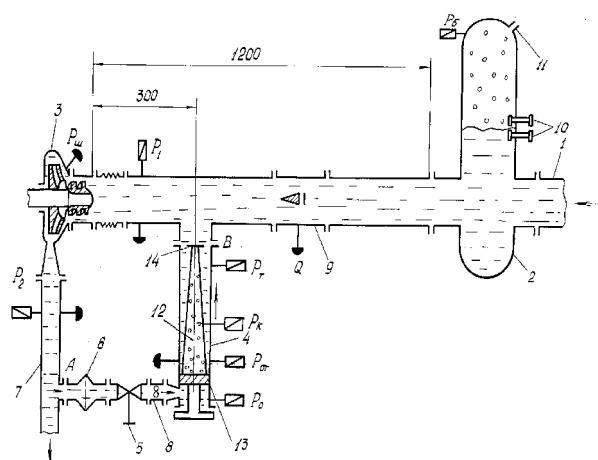


Рис. 4. Схема гидравлического стенда:

1 – питающий трубопровод; 2 – проточный ресивер; 3 – шнекоцентробежный насос; 4 – БДТ; 5 – дроссель; 6 – фильтр; 7 – напорная магистраль; 8 – турбинный датчик расхода; 9 – датчик мгновенного расхода; 10 – датчики уровня воздушной подушки в ресивере; 11 – воздушная магистраль; 12 – суперкавитационная полость; 13 – кавитатор-завихритель; 14 – диск-замыкатель

В рассматриваемом варианте демпфер представлял собой (рис. 4) трубопровод диаметром $D = 60$ мм длиной $\ell = 250$ мм, в котором за плохоб-

текаемым телом (13) специальной геометрии образуется суперкаверна (12) по всей длине трубопровода. Замыкание каверны происходит на специальном диске-замыкателе $d_0 = 53$ мм, установленном в конце демпфера.

Результаты экспериментальной оценки применения БДТ в качестве средства стабилизации системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» по отношению к кавитационным автоколебаниям показали:

– область неустойчивой работы насоса значительно сужается (рис. 5, светлые треугольники);

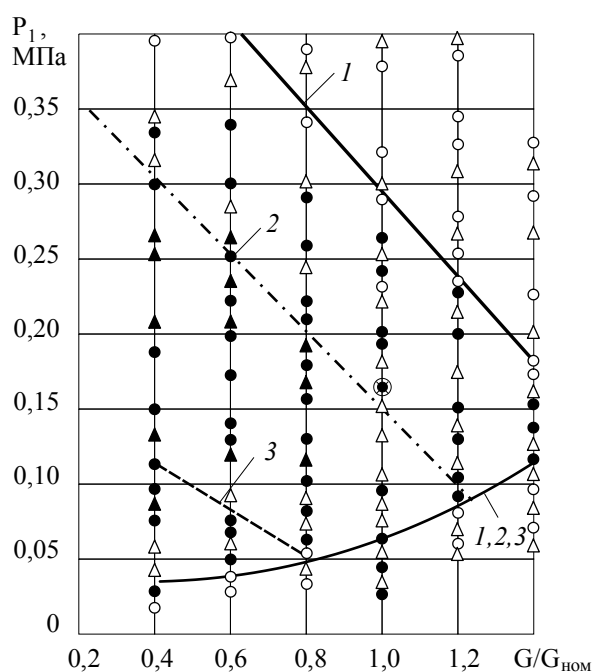


Рис. 5. Экспериментальные и теоретические границы устойчивой работы насоса в плоскости параметров: относительный расход $G/G_{ном}$ – давление на входе P_1 :

эксперимент:

- – устойчиво; ● – неустойчиво – без БДТ;
- △ – устойчиво; ▲ – неустойчиво – с БДТ;
- ⊗ – эксплуатационный режим

расчет:

- 1 – без БДТ; 2 – с экспериментальным БДТ;
- 3 – с оптимизированным БДТ

– на режимах с номинальным и большим расходом автоколебания полностью устраняются, а при расходах $G \leq G_{ном}$ автоколебания существуют в более узкой зоне и с амплитудами в три и более раз

меньшими, чем при работе насоса без БДТ;

– байпасный демпфирующий трубопровод не оказывает влияния на вид срывных характеристик и давление кавитационного срыва насоса. При этом следует отметить, что на питание БДТ отбиралось $\approx 4\%$ расхода жидкости через насос.

Результаты испытаний БДТ в составе штатного насоса показали возможность применения устройства в качестве средства стабилизации системы «шнекоцентробежный насос – трубопроводы» по отношению к кавитационным автоколебаниям без какого-либо изменения конструктивных параметров насоса.

В работе [7] представлены результаты теоретического исследования устойчивости насосной системы питания, включающей байпасный демпфирующий трубопровод, и их сопоставление с результатами эксперимента.

Исследование проводилось импедансным методом. Согласно критерию устойчивости, сформулированному в работе [3], если действительная часть суммарного импеданса системы $\text{Re}Z_S < 0$, а мнимая часть $\text{Im}Z_S = 0$, то система теряет устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям. При этом необходимо учитывать, каким образом произошло изменение $\text{Im}Z_S$.

Если мнимая часть импеданса системы меняет знак с минуса на плюс, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется резонансная частота колебаний, т.е. система теряет устойчивость.

В случае если $\text{Im}Z_S$ изменяет знак с плюса на минус, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется антирезонансная частота, и при $\text{Re}Z_S < 0$ система будет устойчивой.

Исходные данные расчета соответствовали условиям проведения экспериментального исследования и приведены в [7].

На рис. 6 представлены зависимости действительной и мнимой частей суммарного импеданса системы без БДТ (пунктир) от частоты колебаний для номинального давления на входе $P_1 = 0,16$ МПа

и номинального расхода жидкости через насос $G_{ном} = 35,6$ кгс/с.

Из приведенного рисунка видно, что действительная часть импеданса системы (без БДТ) уменьшается с увеличением частоты колебаний и, начиная с частоты $f = 12$ Гц, становится отрицательной. Мнимая часть импеданса системы увеличивается с ростом частоты колебаний и при $f = 19$ Гц обращается в нуль, принимая для $f > 19$ Гц положительные значения. Таким образом, условие потери устойчивости насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям выполняется. Полученный теоретический результат подтверждается результатами эксперимента, приведенными ранее. Экспериментально определенная частота кавитационных колебаний для вышеуказанного входного давления составляет $f_0^{эсп} \approx 20$ Гц [6].

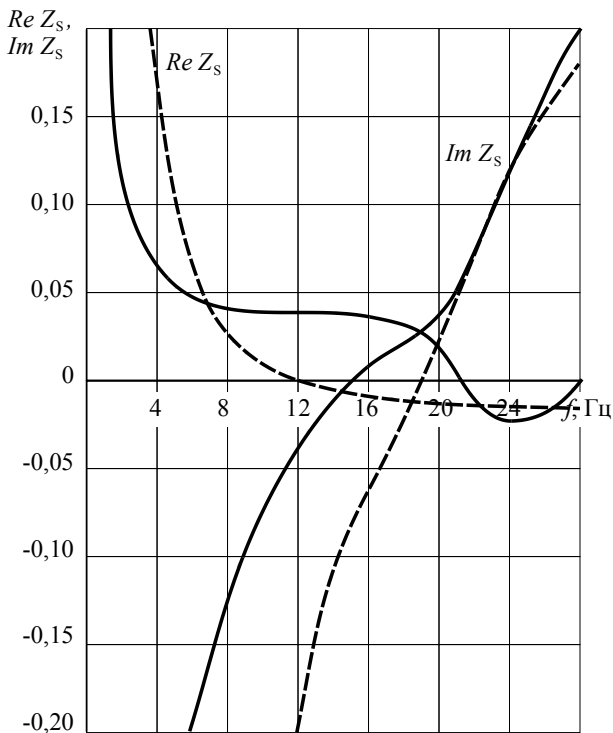


Рис. 6. Зависимость действительной и мнимой частей импеданса системы с БДТ и без БДТ (пунктир) от частоты колебаний

Аналогичные расчеты суммарного импеданса были проведены для насосной системы с подключенным БДТ. Из рис. 6 (сплошная линия) видно, что

БДТ на эксплуатационном режиме работы насосной системы полностью обеспечил её устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям. Этот факт подтверждается и результатами эксперимента (рис. 5), которые показывают, что на эксплуатационном режиме насосной системы и на режимах $0,8G_{ном} < G \leq 1,4G_{ном}$ подключение БДТ обеспечивает её устойчивость по отношению к кавитационным автоколебаниям.

В дальнейшем с использованием математической модели, описанной в [7], были выполнены расчеты по определению границы области устойчивости насосной системы (с подключенным БДТ и без него) в плоскости параметров: относительный расход жидкости через насос $G/G_{ном}$ — давление на входе в насос P_1 и соответствующего экспериментального исследования представлены на рис. 5.

Из приведенного рисунка видно, что подключение суперкавитационного демпфера расширяет область устойчивой работы насосной системы. Результаты расчета и эксперимента согласуются достаточно удовлетворительно. Исключение составляют режимы работы системы на расходах жидкости через насос $G \geq G_{ном}$ и в «нижней» части области устойчивости на расходах $G < G_{ном}$ при давлениях от 0,075 до 1,5 МПа.

На этих режимах расчетные соотношения указывают на возможность потери устойчивости системы по отношению к кавитационным автоколебаниям, в то время как проведенные экспериментальные исследования свидетельствуют об устойчивости системы при любых давлениях и расходах $G > 0,8G_{ном}$.

Можно сделать вывод, что рассматриваемый вариант БДТ, подключенного к конкретной насосной системе, обеспечивает ее устойчивость на эксплуатационном режиме, а также в диапазоне изменения относительных расходов $0,8G_{ном} < G \leq 1,4G_{ном}$. Однако влияние его неэффективно при расходах $G < 0,8G_{ном}$, т.е. конструктивные параметры демпфера выбраны недостаточно рационально.

Теоретическое определение устойчивости насосной системы с оптимизированным вариантом БДТ

Определение минимально необходимой податливости и оптимального линейаризованного гидравлического сопротивления демпфирующего устройства, обеспечивающего устойчивость насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям, можно определить из аналитических выражений, предложенных в работе [5] и имеющих следующий вид:

$$C_{g \min} = C_{\kappa} \frac{C_{\kappa}^2 B_2^2}{J_1 C_{\kappa}} \left(\sqrt{4 \frac{J_1 C_{\kappa}}{C_{\kappa}^2 B_2^2}} - 1 \right);$$

$$R_{go} = -\frac{B_2}{2} \left(\frac{J_1}{C_{\kappa}^2} \cdot \frac{C_{\kappa}}{B_2^2} + \frac{C_{\kappa}}{C_g} \right),$$

где C_{κ} – модуль податливости кавитационных каверн в шнеке, $C_{\kappa} = \gamma_{\kappa}/B_1$, γ_{κ} – удельный вес жидкости; B_2 и B_1 – кавитационное сопротивление при входе жидкости в межлопаточные каналы шнека и упругость кавитационных каверн соответственно (методика расчета этих параметров подробно изложена в [3]); J_1 – коэффициент инерционного сопротивления питающего трубопровода, определяется при задании исходных данных для расчета динамических характеристик конкретной насосной системы.

Выражение для оптимального линейаризованного гидравлического сопротивления демпфирующего устройства получено без учета гидросопротивления питающей магистрали R_1 , которое оказывает стабилизирующее влияние на устойчивость системы [3]. Поэтому численное значение R_{go} может быть получено с некоторым запасом. Оптимальная длина трубопровода демпфера определялась в предположении, что конструктивное изменение (увеличение) диаметра демпфера нецелесообразно с точки зрения компоновки демпфера на изделии. Оптимизируемый таким образом вариант БДТ должен обеспечить устойчивость рассматриваемой насосной системы по отношению к кавитационным колебаниям при расходах жидкости через насос $G \geq 0,8G_{ном}$ и на всех

режимах ее работы по давлению. Для достижения поставленной цели рассматривался режим работы насосной системы $G/G_{ном} = 0,4$ при давлении на входе в насос $P_1 = 0,125$ МПа. На этом режиме определялась минимальная податливость демпфирующего устройства и оптимальное линейаризованное гидравлическое сопротивление, необходимые для обеспечения устойчивой работы. Минимальная податливость, рассчитанная с помощью приведенного соотношения, $C_{g \min} = 0,07$ см². Расчетное соотношение для определения длины демпфера при фиксированном диаметре его трубопровода легко получить из выражения для расчета податливости:

$$\ell_{mo} = 4 \frac{C_{g \min} K_1^* (P_0 - P_{\kappa})}{\gamma_{\kappa} \pi D_m^2},$$

где K_1^* – предельное число кавитации, при котором существует развитая кавитационная полость в БДТ минимального размера.

Расчетное значение длины трубопровода БДТ диаметром 60 мм $\ell_{mo} = 195$ мм. Это практически на один калибр меньше осевой длины экспериментального СКД, осевая длина которого $\ell_{mэ} = 250$ мм. Оптимальное значение линейаризованного гидравлического сопротивления составило $R_{go} = 0,14$ с/см². В то же время значение линейаризованного гидравлического сопротивления БДТ, полученное без учета сопротивления диска-замыкателя суперкавитационной полости, $R_g = 0,13$ с/см², т.е. близко к оптимальному. Полученные результаты позволяют дать рекомендации по предварительному выбору диаметра диска-замыкателя, который должен быть больше диаметра каверны (по крайней мере, на этом режиме работы демпфера). Отметим, что площадь суперкавитационной полости на этом режиме работы $F_{\kappa} = 0,7F_{mp}$.

На рис. 5 представлены теоретические результаты определения границы области устойчивой работы системы «шнекоцентробежный насос – питающий трубопровод» по отношению к кавитационным автоколебаниям в плоскости параметров относительный расход через насос – давление на входе.

Границы области устойчивости получены при работе системы без демпфера (1), с экспериментальным (2) и оптимизированным вариантами БДТ (3).

Из приведенного рисунка видно, что подключение оптимизированного варианта БДТ позволит обеспечить устойчивость насосной системы (по отношению к кавитационным колебаниям) на всех режимах её работы по давлению и расходу $G \geq 0,8G_{ном}$ и при давлениях $P_1 \geq 0,12$ МПа для расходов $(0,4 \div 0,8) G_{ном}$.

Выводы

Таким образом, экспериментально обоснован и теоретически подтвержден вывод о том, что подключение к неустойчивой по отношению к кавитационным автоколебаниям насосной системе байпасного демпфирующего трубопровода в значительной степени стабилизирует систему. Показано, что для стабилизации насосной системы большую роль играет выбор конструктивных и режимных параметров демпфера. Так, подключение экспериментального варианта БДТ хотя и стабилизирует насосную систему на эксплуатационных режимах, однако конструктивные параметры демпферов выбраны недостаточно рационально, что приводит к снижению его эффективности. Теоретически доказано, что оптимизированный вариант БДТ может значительно расширить область устойчивой работы системы «питающий трубопровод – шнекоцентробежный насос» по сравнению с экспериментальным образцом, на режимах по расходу $G/G_{ном} \geq 0,8$ и давлениях $P_1 \geq 0,12$ МПа для расходов $(0,4 \div 0,8)G_{ном}$. В результате оптимизации уменьшена длина трубопровода демпфера и тем самым улучшены его весовые характеристики.

Литература

1. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. – М.: Машиностроение, 1977. – 206 с.
2. Продольные колебания ракет на жидком топливе // Обзор. Вопросы ракетной техники. – 1971. – № 11. – С. 3 – 23; № 12. – С. 12 – 34.
3. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
4. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Иванов Я.Н., Дрозд В.А. Подавление кавитационных автоколебаний в гидравлической системе со шнекоцентробежным насосом // Прикладные задачи гидрогазодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 29 – 37.
5. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания. – К.: Наук. думка, 1989. – 316 с.
6. Жулай Ю.А., Запольский Л.Г. Экспериментальное исследование влияния байпасного демпфирующего трубопровода на устойчивость насосной системы питания // Сб. научн. тр. ДНУ «Проблемы высокотемпературной техники». – Днепропетровск, 2004. – С. 76 – 82.
7. Жулай Ю.А., Пилипенко О.В., Запольский Л.Г. Исследование устойчивости насосной системы питания, включающей байпасный трубопровод с суперкаверной // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 10 (26). – С. 177 – 182.

Поступила в редакцию 22.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК.519.654:620.178.16(045)

Н.А. ХОДАК, О.А. ВИШНЕВСКИЙ, А.С. ДАВЫДОВ*Национальный авиационный университет, Киев, Украина***АППРОКСИМАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ
УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫМ НЕТРАДИЦИОННЫМ МЕТОДОМ
ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ПРОГРАММНО-КОМПЬЮТЕРНЫХ СРЕДСТВ МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Рассматриваются вопросы процесса обработки экспериментальных данных по зависимостям абразивного износа поверхностей конструкционных материалов вертолетных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и их покрытий при нежестко закреплённых абразивных частичках и предлагается усовершенствованный нетрадиционный метод их аппроксимации повышенной точности с использованием современных программно-компьютерных средств его моделирования.

аппроксимация экспериментальных зависимостей, нетрадиционный метод, блок-схема, алгоритм, программная реализация, программно-компьютерные средства моделирования

Введение

Абразивное изнашивание газозвдушного тракта, в особенности на вертолетных газотурбинных двигателях (ГТД), изменяет геометрические характеристики поперечных сечений лопаток, и это в свою очередь приводит к изменениям силовых факторов, которые действуют на лопатки компрессоров и турбин ГТД и обуславливают параметры растяжения, сгибания и кручения лопаток в рабочем состоянии. Определение напряжений, которые действуют на лопатку при всех этих видах нагрузок, как известно, связано с вычислением величин силовых параметров и геометрических характеристик поперечных сечений лопаток, которые постепенно изменяются в процессе эксплуатации от действия абразивного изнашивания.

Для проведения сравнительного анализа материала на износостойкость необходимо иметь достоверные данные из аппроксимации зависимостей абразивного изнашивания поверхностей соответствующих сплавов и конструкционных материалов и их покрытий в зависимости от пути трения, размеров абразивных частичек и величины силы их взаимодействия с поверхностями деталей.

Повышение точности аппроксимации экспериментальных зависимостей является неотъемлемой составной процесса обработки результатов научных исследований. Более точная аппроксимирующая функция разрешает предусмотреть результаты абразивного износа поверхностей материалов с большей достоверностью. Абразивный износ элементов авиационных конструкций, деталей узлов трения автомобилей, деталей сельскохозяйственных, строительных, горных и других машин играет важную роль в определении долговечности и эффективности этих машин и механизмов. В связи с этим возникает необходимость разработки ускоренных методик и критериев оценки процессов изнашивания материалов и их покрытий, определения вида аппроксимирующих функций экспериментальных зависимостей на ранних стадиях с целью прогнозирования и определения сравнительных характеристик их механических свойств и показателей, а также всестороннего исследования на основе использования математических методов моделирования процессов абразивного изнашивания поверхностей деталей в реальном времени.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Непосредственно вопросами моделирования и аппроксимации экспериментальных зависимостей

процессов абразивного износа разных материалов занимались наиболее известные ведущие специалисты в области трения и износа [1 – 8 и др.]. Однако полученные ими результаты включают ограниченное число характерных параметров, которые влияют на износостойкость, являются достаточно громоздкими и не дают необходимого удобства в широком применении при создании универсальной и обобщенной модели процесса изнашивания, не обеспечивают высокую точность аппроксимации экспериментальных зависимостей при определении сплавов и конструкционных материалов на их абразивную износостойкость при нежестко закрепленных абразивных частичках. В данной работе, которую следует рассматривать как продолжение работы [9], предлагается автоматизировать процесс обработки экспериментальных зависимостей с использованием программно-компьютерных методов моделирования, которые облегчают процесс определения оптимального вида аппроксимирующих функций экспериментальных зависимостей абразивного износа и значительно повышают точность их аппроксимации, что, в свою очередь, дает возможность поднять качество прогнозирования износостойкости материалов и покрытий при разных условиях эксплуатации элементов конструкций на ранних стадиях износа, а также проводить сравнительный анализ материалов на абразивную износостойкость в реальном времени.

Результаты исследований

Для проверки метода были проведены испытания ряда материалов на абразивную износостойкость на машине трения Бринеля [9].

Для инженерной практики необходимо прогнозировать величину износа как при действии абразивных частичек разной твердости и размеров, так и при изменении скорости их перемещения по поверхности материалов, а также от длины пути трения и усилий взаимодействия частичек с поверхно-

стью материалов. На рис. 1 показаны экспериментальные зависимости весового износа от длины пути трения для двух материалов, отличающихся своей твердостью. Приведенные экспериментальные зависимости получены при условиях стандартной нагрузки ($P_0 = 44,1\text{Н}$) в соответствии с ГОСТ 23.208-79 и размерами абразивных частичек SiO_2 160-200 мкм.

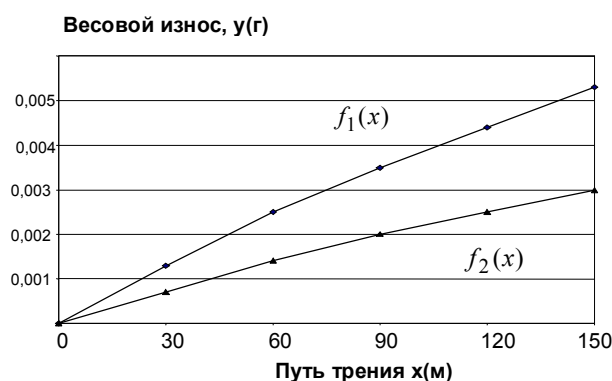


Рис. 1. Экспериментальные зависимости весового абразивного износа поверхностей материалов от величины пути трения для сплава ВТ22 и стали 30ХГСА нормализованной

На рис. 1 график $f_1(x)$ соответствует титановому сплаву ВТ22, а график $f_2(x)$ – стали 30ХГСА нормализованной.

Соотношения между величиной весового абразивного износа исследуемых материалов подтверждаются соответствующими значениями их твердости, приведенными в табл. 1 (измерения твердости проводились на приборе ТШ-2Г).

Таблица 1
Значения твердости исследуемых материалов

Марка	Состояние	НВ(d)	НВ
ВТ22	Отожженный	1,82	271
30 ХГСА	Нормализованная	2,05	217

Для нахождения оптимальных компонент аппроксимирующих функций, представленных экспериментальных зависимостей на рис. 1, рассмотрим усовершенствованный нами способ, который значительно повышает точность аппроксимации и выбора вида эмпирической зависимости. Для этого рассмотрим особый класс монотонных двухпараметрических функций $f(x, a, b)$. Пусть эти функции будут

определены одним из следующих уравнений:

$$y = (ax^p + b)^{1/q}, \text{ если } p \neq 0, q \neq 0; \quad (1)$$

$$y = (a \ln x + b)^{1/q}, \text{ если } q \neq 0; \quad (2)$$

$$y = e^{ax^p} + b, \text{ если } p \neq 0; \quad (3)$$

$$y = bx^q. \quad (4)$$

Как видно, функции (1 – 4) объединены по форме в один класс. Обобщенные средние от положительных величин $z_1, z_2, \dots, z_n$ определим как

$$M_z(t) = \left(\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n z_k^t \right)^{1/t}. \quad (5)$$

Для определения среднего гармоничного (среднего порядка –1) формула имеет вид

$$H_z = \left(\frac{1}{n} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} + \dots + \frac{1}{z_n} \right) \right)^{-1} = M_z(-1), \quad (6)$$

а для среднего геометрического (порядка 0) – вид

$$G_z = (z_1 \cdot z_2 \cdot \dots \cdot z_n)^{\frac{1}{n}} = \lim_{t \rightarrow 0} M_z(t) = M_z(0). \quad (7)$$

Соответственно формулы для вычисления значений среднего арифметического имеют вид

$$A_z = \frac{z_1 + z_2 + \dots + z_n}{n} = M_z(1), \quad (8)$$

а для вычисления среднего квадратичного (порядка 2):

$$S_z = \sqrt{\frac{z_1^2 + z_2^2 + \dots + z_n^2}{n}} = M_z(2). \quad (9)$$

Рассмотрим следующие классы средних величин: среднее порядка 3 и определяемое

$$K_z = \sqrt[3]{\frac{z_1^3 + z_2^3 + \dots + z_n^3}{n}} = M_z(3). \quad (10)$$

При $t = -2$ имеем среднее порядка –2 и определяемое

$$F_z = \left(\frac{1}{n} \left(\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2} + \dots + \frac{1}{z_n^2} \right) \right)^{-1/2} = M_z(-2). \quad (11)$$

При этом выполняются соотношения между выше определенными средними положительных величин по формулам (6 – 11):

$$\min z \leq F_z \leq H_z \leq G_z \leq A_z \leq S_z \leq K_z \leq \max z.$$

Определим основное свойство класса функций (1 – 4), которое состоит в равенстве значения функции от обобщенного среднего от p обобщенному среднему от q :

$$f(M_x(p)) = M_y(q).$$

Для функции $y = bx^q$ p и q возьмем равными нулю. Получим $f(M_x(0)) = M_y(0)$.

Аналогично можно показать, что $f(G_x) = G_y$.

Рассмотрим данный класс функций со сменными p и q , которые будут принимать значение –2; –1; 0; 1; 2; 3; 4, а потом определим 27 разных функций, которые часто используются в инженерной практике при моделировании различных процессов. Виды предложенных нами функций взяты из работ [9, 10] и сведены в табл. 2.

Для определения оптимального вида аппроксимирующей зависимости надо отметить параметры p и q на рис. 2 и средние $F_x, H_x, G_x, A_x, S_x, K_x, F_y, H_y, G_y, A_y, S_y, K_y$.

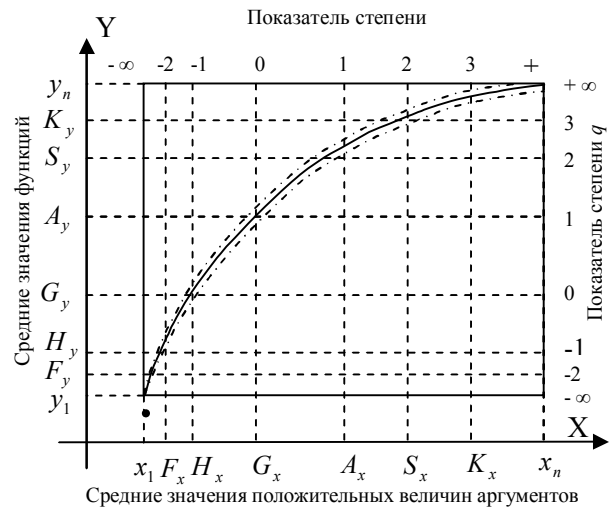


Рис. 2. Алгоритм нахождения оптимальной аппроксимирующей функции

После этого на соответствующих координатных осях надо провести через них прямые линии, параллельные осям. Эти линии пересекутся в тридцати шести точках, каждая из которых отвечает одной из приведенных в табл. 2 функций.

Таблица 2
Виды предложенных функций

№	$y = f(x, a, b)$	p	q	$M_x(p)$	$M_y(q)$
1	$ax + b$	1	1	A_x	A_y
2	ba^x	1	0	A_x	G_y
3	$1/(ax + b)$	1	-1	A_x	H_y
4	$a \ln x + b$	0	1	G_x	A_y
5	$b + a/x$	-1	1	H_x	A_y
6	bx^a	0	0	G_x	G_y
7	$x/(bx + a)$	-	-1	H_x	H_y
8	$ba^{1/x}$	-1	0	H_x	G_y
9	$1/(a \ln x + b)$	0	-1	G_x	H_y
10	$ax^2 + b$	2	1	S_x	A_y
11	ba^{x^2}	2	0	S_x	G_y
12	$1/(ax^2 + b)$	2	-1	S_x	H_y
13	$\sqrt{ax^2 + b}$	2	2	S_x	S_y
14	$\sqrt{ax + b}$	1	2	A_x	S_y
15	$\sqrt{a \ln x + b}$	0	2	G_x	S_y
16	$\sqrt{\frac{a}{x} + b}$	-1	2	H_x	S_y
17	e^{ax+b}	1	0	A_x	G_y
18	e^{ax^2+b}	2	0	S_x	G_y
19	$\sqrt[3]{ax^2 + b}$	2	3	S_x	K_y
20	$\sqrt[3]{ax + b}$	1	3	A_x	K_y
21	$\sqrt[3]{a \ln x + b}$	0	3	G_x	K_y
22	$\sqrt[3]{\frac{a}{x} + b}$	-1	3	H_x	K_y
23	$ax^3 + b$	3	1	K_x	A_y
24	e^{ax^3+b}	3	0	K_x	G_y
25	$\sqrt[3]{\frac{a}{x^2} + b}$	-2	3	F_x	K_y
26	$\sqrt[4]{ax^3 + b}$	3	4	K_x	Q_y
27	$\sqrt{ax^3 + b}$	3	2	K_x	S_y

По приведенному алгоритму определим компоненты аппроксимации экспериментальной зависимости абразивного износа поверхности титанового сплава ВТ22, показанной в виде графика функций $f_1(x)$ на рис. 1. Найдем $A_x, A_y, G_x, G_y, S_x, S_y, K_x,$

K_y, Q_x, Q_y и нанесем полученные значения на оси ОХ и ОУ на рис. 3. Построим график экспериментальной зависимости $f_1(x)$ на рис. 3.

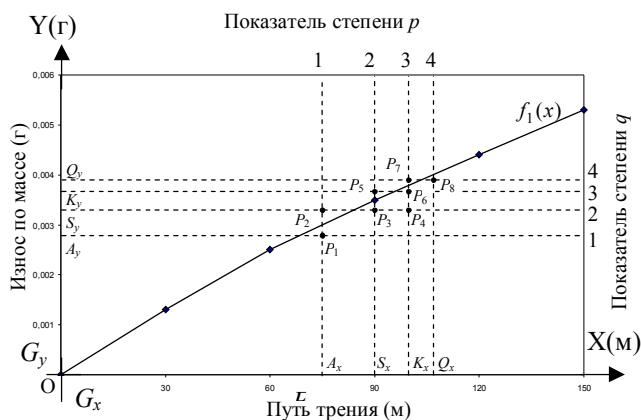


Рис. 3. Метод нахождения оптимальных компонент аппроксимирующих функций на основании экспериментальных зависимостей

Находим точки пересечения прямых:

$$x = G_x, x = S_x, x = K_x, x = Q_x, y = G_y, y = S_y,$$

$$y = K_y, y = Q_y.$$

Среди шестнадцати точек пересечения этих прямых определяем точки, ближайшие к графику экспериментальной зависимости $f_1(x)$: $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8$. По табл. 2 определяем оптимальные компоненты аппроксимирующей функции. Точки P_1, P_3, P_6, P_8 соответствуют оптимальной компоненте x . Точкам P_2, P_4, P_5, P_7 соответствуют компоненты $x^{1/2}, x^{3/2}, x^{2/3}, x^{3/4}$.

При реализации данного метода для условия

$$data := \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 30 & 0,0013 \\ 60 & 0,0025 \\ 90 & 0,0035 \\ 120 & 0,0044 \\ 150 & 0,0053 \end{pmatrix} \quad (12)$$

оптимальные компоненты определит матрица

$$F(x) := \begin{pmatrix} x^{1/2} \\ x^{2/3} \\ x^{3/4} \\ x \\ x^{3/2} \end{pmatrix}. \quad (13)$$

Коэффициенты оптимальной аппроксимирующей функции покажет матрица S :

$$S := \begin{pmatrix} 0,020675884839358 \\ -0,058218805834733 \\ 0,041411556984373 \\ -0,002819770143047 \\ 0,00023761508293 \end{pmatrix}.$$

Тогда аппроксимирующая функция имеет вид

$$\begin{aligned} f_{11}(x) = & 0,020675884839358 \cdot x^{1/2} - \\ & - 0,058218805834733 \cdot x^{2/3} + \\ & + 0,041411556984373 \cdot x^{3/4} - \\ & - 0,002819770143047 \cdot x + \\ & + 0,00023761508293 \cdot x^{3/2}. \end{aligned} \quad (14)$$

При этом среднеквадратическая погрешность составляет $\delta_{11} \approx 5,76389615062069 \cdot 10^{-15}$.

При аппроксимации зависимости $f_2(x)$ абразивного износа поверхности образцов из стали 30ХГСА в классической форме методом наименьших квадратов через алгебраический полином с данными

$$data := \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 30 & 0,0075 \\ 60 & 0,0014 \\ 90 & 0,0020 \\ 120 & 0,0026 \\ 150 & 0,0030 \end{pmatrix}, \quad (15)$$

и используя [9], получим формулу для аппроксимирующей функции

$$\begin{aligned} f_{21}(x) = & 4,6 \cdot 10^{-14} + 2,5555555553 \cdot 10^{-5} \cdot x + \\ & + 3,24074074310^{-7} \cdot x^2 - 2,39197530910^{-9} \cdot x^3 + \\ & + 2,5720164610^{-11} \cdot x^4 - 8,57338810^{-14} \cdot x^5. \end{aligned} \quad (16)$$

Погрешность аппроксимации составляет

$$\delta_{21} \approx 6,0689425755234 \cdot 10^{-11}.$$

Для значительного повышения точности аппроксимации необходимо включать в состав аппроксимирующей функции только те компоненты, которые можно найти по новому предложенному алгоритму, показанному на рис. 2, 3.

Оптимальные компоненты представлены матрицей для $f_2(x)$ с данными (15):

$$F(x) = \begin{pmatrix} x^{1/2} \\ x^{2/3} \\ x^{3/4} \\ x^{4/5} \\ x^{5/7} \end{pmatrix}. \quad (17)$$

Коэффициенты оптимальной функции можно найти через матрицу

$$S = \begin{pmatrix} -0,804101698267012 \\ 12,1047074541665 \\ 20,1784134111949 \\ -3,54398096394745 \\ -27,947776507409 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

При этом оптимальная аппроксимирующая функция примет вид:

$$\begin{aligned} f_{22}(x) = & -0,804101698267012 \cdot x^{1/2} + \\ & + 12,1047074541665 \cdot x^{2/3} + \\ & + 20,1784134111949 \cdot x^{3/4} - \\ & - 3,54398096394745 \cdot x^{4/5} - \\ & + 27,947776507409 \cdot x^{5/7}. \end{aligned} \quad (19)$$

Аппроксимация по формуле (19) даёт погрешность $\delta_{22} \approx 0,1191 \cdot 10^{-12}$, что на порядок меньше, чем δ_{21} , т.е. погрешность аппроксимации классическим полиномиальным методом наименьших квадратов больше, чем предложенным методом.

Нами предлагается автоматизация процесса обработки информации при аппроксимации экспериментальных зависимостей нетрадиционным усовершенствованным методом повышенной точности с использованием программно-компьютерных средств, которая может быть представлена в виде структурной блок-схемы, показанной на рис. 4.

Если рассматривать поблочно компьютерную реализацию структурной схемы, представленной на рис. 4, то алгоритмический блок вычисления средних значений имеет вид, показанный на рис. 5. Программная реализация данного блока показана на рис. 6.

Наряду с этим рассмотрим компьютерно-алгоритмическую схему реализации блока аппроксимации экспериментальных зависимостей при использовании традиционного классического полиномиального метода наименьших квадратов, представленного на рис. 7.

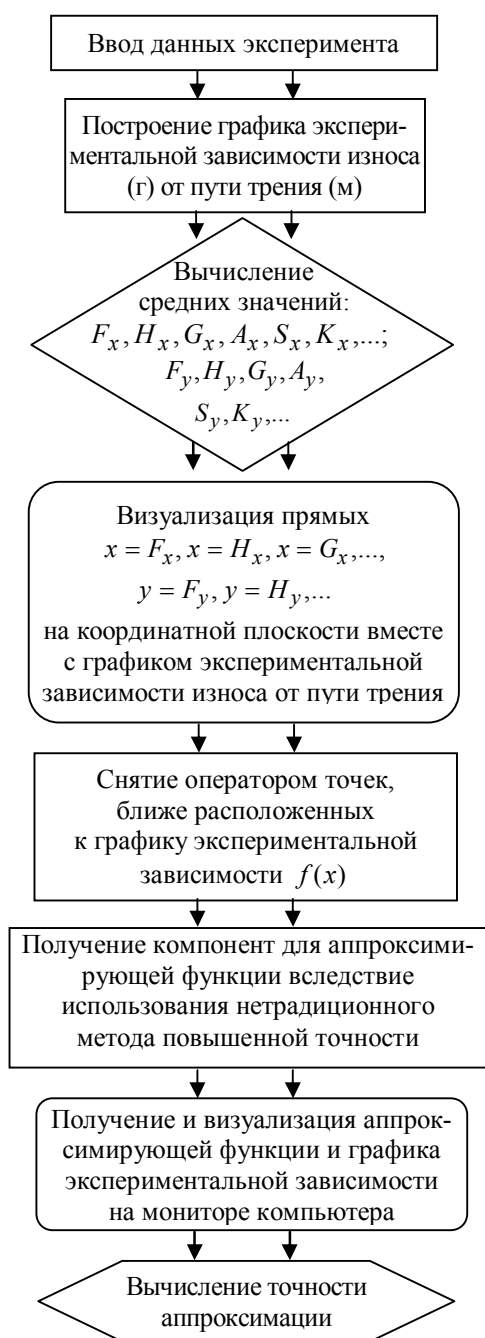


Рис. 4. Структурная блок-схема автоматизации обработки экспериментальных зависимостей абразивного износа поверхностей материалов и их аппроксимации нетрадиционным методом

Подпрограмма F1 показана на рис. 8, б, а подпрограмма F2 представлена на рис. 8, а.

Как известно, при обработке экспериментальных зависимостей с использованием классического полиномиального метода наименьших квадратов наиболее рационально решить систему соответствующих линейных уравнений методом Гаусса [11].

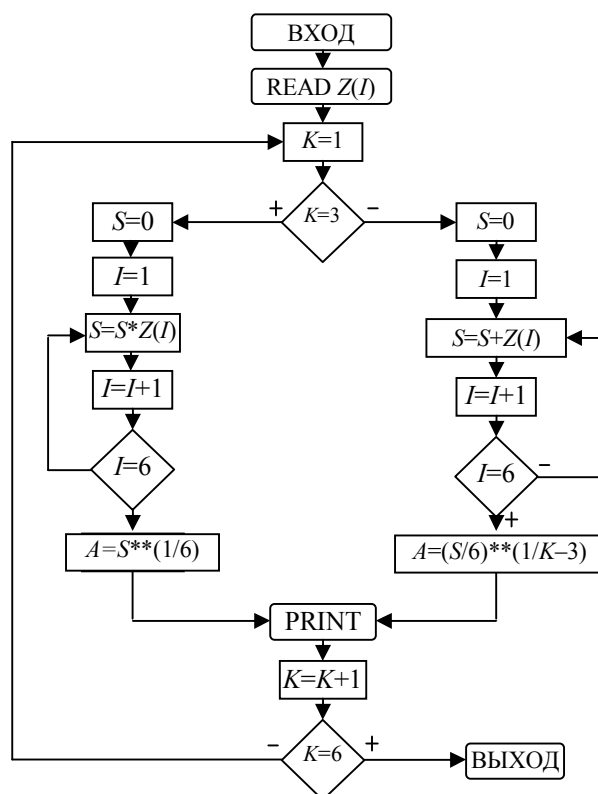


Рис. 5. Блок-схема вычисления средних значений

```

DIMENSION_Z(6)
READ_(Z(I),I=1,6)
DO_1_K=1,6
IF_K=3_GOTO_3
S=0
DO_2_I=1,6
2 S=S+Z(I)**(K-3)
GOTO_4
3 S=1
DO_5_I=1,6
5 S=S*Z(I)
A=S**(1/6)
GOTO_6
4 A=(S/6)**(1/(K-3))
6 PRINT_K-3,A
1 CONTINUE
STOP
END
  
```

Рис. 6. Программная реализация блока рис. 5

Для этого на рис. 9 представлена алгоритмическая блок-схема определения коэффициентов аппроксимирующего полинома при решении системы методом Гаусса, а реализация алгоритмической блок-схемы подпрограммы метода Гаусса (SUBROUTINE GAUSS [11]) показана на рис. 10.

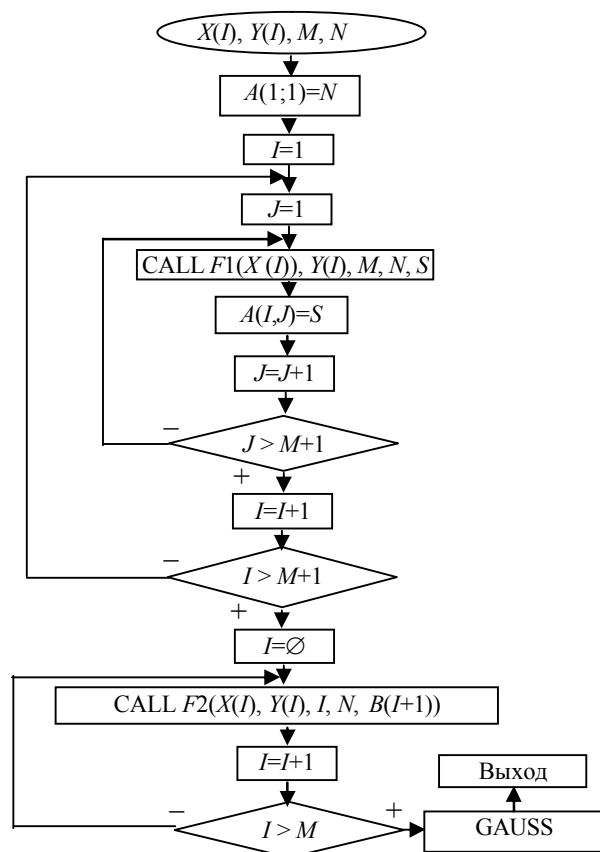


Рис. 7. Алгоритмическая блок-схема обработки экспериментальных зависимостей при использовании классического полиномиального метода наименьших квадратов

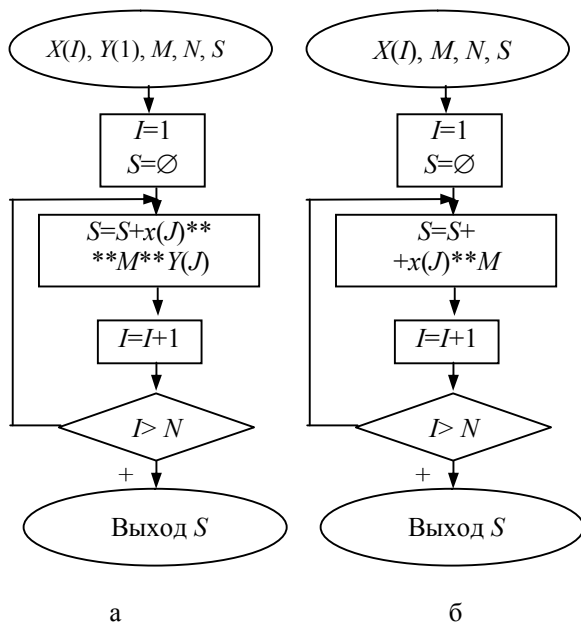


Рис. 8. Алгоритмическая блок-схема реализации подпрограмм F2 (а) и F1 (б)

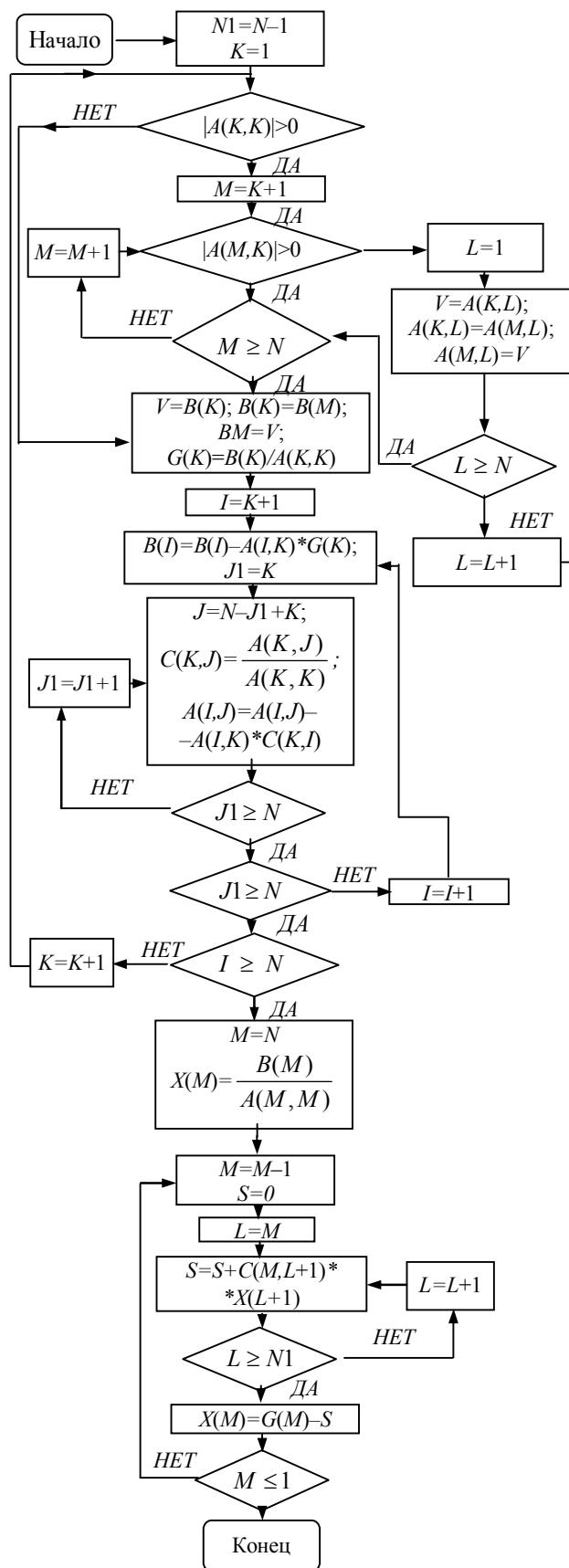


Рис. 9. Алгоритмическая блок-схема подпрограммы GAUSS

```

0001_____ DIMENSION_A(3, 3), B(3)
0002_____ DIMENSION_C(3,3), G(3)
0003_____ DIMENSION_X(3)
0004_____ READ(1, 14)N
0005_____ 1 4 _FORMAT(14)
0006_____ READ(1,15) A,B
0007_____ 1 5 _FORMAT(9F5.2, 3F5.3)
0008_____ PRINT_17, N, A, B
0009_____ 1 7 _FORMAT(' ', 'N=', 14, 12F5.2)
0010_____ CALL_GAUSS(N, A, B, X, C, G)
0011_____ DO_18_I=1,N
0012_____ 1 8 _WRITE(3,16) I, X(I)
0013_____ 1 6 _FORMAT(1X, 'I=', 14, 5X,
X(I)=', E12.5)
0014_____ STOP
0015_____ END

```

Рис. 10. Реализация блок-схемы подпрограммы метода Гаусса

Выводы

Рассмотрен усовершенствованный нетрадиционный метод аппроксимации экспериментальных зависимостей абразивного износа повышенной точности.

Разработаны компьютерные программно-алгоритмические модели автоматизации процесса обработки данных при аппроксимации экспериментальных зависимостей нетрадиционным методом повышенной точности в реальном времени измерения. Отмечается возможность значительного повышения точности моделирования процесса абразивного изнашивания, и его использование для обоснованного и наиболее точного прогнозирования сроков изнашивания поверхностных слоев деталей и их покрытий на ранних стадиях, что способствует научно-обоснованному назначению периодов рациональных осмотров и проведения регламентно-ремонтных работ соответствующих элементов авиационных конструкций.

Литература

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техника, 1970. – 390 с.
2. Тененбаум М.М. Износостойкость конструктивных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. – М.: Машиностроение, 1966. – 331 с.

3. Тененбаум М.М., Бернштейн Д.Б. Моделирование процесса абразивного изнашивания // Моделирование трения и износа: Материалы I межотраслевого научного семинара по моделированию трения и износа. – НИИмаш. – 1967. – С. 81 – 92.

4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбаров В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – С. 319 – 326.

5. Гавриков М.В., Мазинг Р.И. Применение наследственно-стареющей модели изнашивания к осесимметричной контактной задаче // Трение и износ. – 1989. – Т. 10, № 6. – С. 981 – 986.

6. Рыжиков А.Л., Гронянов В.М., Тараканчиков Л.Т. Модель абразивного износа алуминооксидной керамики // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 2. – С. 361 – 364.

7. Сорокатый Р.В. Моделирование поведения трибосистем методом трибоэлементов // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, № 1. – С. 16 – 22.

8. Федоров С.В. Обобщенная модель трения // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 3. – С. 460 – 470.

9. Ходак М.О., Вишневський О.А. Спосіб підвищення точності апроксимації експериментальних залежностей процесу абразивного зносу поверхонь матеріалів та покриттів // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. – 2004. – № 4 (31). – Т. 1. – С. 87 – 96.

10. Polejaev V. Choice of optimum form of the relation between two variables // Proceeding of 10th ICGG, 28 July – 2 August 2002. – Kyiv, Ukraine. – P. 226 – 227.

11. Лисицын Б.М., Антоненко В.М., Величко Е.С., Левченко Т.И., Сидорак Д.И. Решение инженерных и экономических задач на ЭВМ. – К.: Вища школа, 1984. – 247 с.

Поступила в редакцию 17.06.2005

Рецензенты: д-р физ.-мат. наук, проф. О.А. Железняк, Национальный авиационный университет, Киев; д-р техн. наук, проф. В.П. Юрчук, Национальный технический университет Украины „КПИ”, Киев.

УДК 681.31

Г.А. ПОЛЯКОВ¹, В.В. ОНИЩЕНКО²¹Академия наук Прикладной Радиоэлектроники, Украина²Харьковский университет Воздушных Сил, Украина

КОМПОЗИЦИОННЫЙ СИНТЕЗ ИНТЕРФЕЙСНЫХ ВЕНТИЛЬНЫХ СХЕМ ЦИФРОВЫХ УСТРОЙСТВ И ИХ ВИЗУАЛИЗАЦИЯ

Описывается алгоритм формального проектирования вентильных схем параллельных цифровых устройств, содержанием которого является переход от функциональной схемы устройства, представленной в числовом формате сопряженно-внешних множеств (СВМ), к формату СВМ общей интерфейсной вентильной схемы. Приводятся иллюстрирующие примеры.

формат СВМ, функциональная схема, интерфейсная вентильная схема, визуализация схем параллельных цифровых устройств

Введение

Постановка проблемы. Возрастание требований к сложности проектируемых цифровых устройств и сокращению времени на их разработку делают исключительно важной задачей использование систем автоматического проектирования [1 – 3]. Применение таких систем основано на использовании единого числового формата СВМ [4 – 5], обеспечивающего (по сравнению с текстовым) значительное сокращение времени проектирования и увеличение сложности проектов. Одной из важных проблем в этом направлении является разработка метода синтеза интерфейсных вентильных схем цифровых устройств и их визуализация.

Анализ литературы. Анализ существующих систем автоматизированного проектирования (САПР) показывает, что при проектировании вентильных схем цифровых устройств используется в основном текстовое описание схем на языках VHDL, Verilog, AHDL, Superlog, SystemC и т.д. [1, 6 – 8]. Текстовый формат является исходным также и при визуализации схем. Использование текстового формата в процессе автоматизированного проектирования цифровых устройств существенно ограничивает возможности увеличения размерности проек-

тов, уменьшения времени на разработку и повышения качества получаемых решений.

Цель статьи. Описать алгоритм формального синтеза интерфейсной вентильной схемы проектируемого цифрового устройства, представленной в формате СВМ, исходя из числового формата СВМ функциональной схемы устройства.

Постановка задачи. Исходные данные проектирования:

- числовой формат СВМ функциональной схемы цифрового устройства, определяющий состав и связи библиотечных модулей функциональной схемы, представленный: *базовым файлом* $BFF = (j, TYP, NSJ, SJD, NWJ, WJD, VH, VIH, RES)$, $j = \overline{0, kf - 1}$, где kf – количество компонентов (строк файла BFF) функциональной схемы; *файлом связей* $CFF = (v, JSD, S, SNWIH, SNWHO, JWD, W, WNWHO, WNWIH)$, $v = \overline{0, sf - 1}$, где sf – количество связей (строк файла CFF) функциональной схемы; *файлом разрядностей компонентов* $RCF = (j, RCVH, RCVIH)$, где $RCVH$ – массив суммарных разрядностей входов каждого j -го компонента; $RCVIH$ –

массив суммарных разрядностей всех выходов каждого j -го компонента; *файлом разрядностей шин компонентов* $RSF = (v, RSVH, RSVIH)$, где $RSVH$ – массив разрядностей шин сопряженных компонентов; $RSVIH$ – массив разрядностей шин внешних компонентов;

- база вентильных схем библиотечных компонентов в числовом формате CBM и их технические характеристики (тип, количество входов/выходов, разрядность входов/выходов, временная задержка, нагрузочная способность и т.д.).

Структура файлов формата CBM применительно к иллюстрирующему примеру представлена в табл. 1 – 4. Соответствующая функциональная схема устройства приведена на рис. 1.

Результатом проектирования должна являться числовая спецификация в формате CBM интерфейсной вентильной схемы проектируемого устройства, представленная *базовым файлом* $BFI = (i, T\tilde{Y}P, N\tilde{S}J, \tilde{S}JD, N\tilde{W}J, \tilde{W}JD, \tilde{V}H, \tilde{V}IH, R\tilde{E}S)$, $i = \overline{0, ki - 1}$, где ki – количество компонентов (строк файла BFI) интерфейсной вентильной схемы; *файлом связей* $CFI = (\mu, \tilde{J}SD, \tilde{S}, SN\tilde{W}IH, SN\tilde{W}HO, J\tilde{W}D, \tilde{W}, WN\tilde{W}HO, WN\tilde{W}IH)$, $\mu = \overline{0, si - 1}$, где si – количество связей (строк файла CFI) интерфейсной вентильной схемы. Интерфейсная вентильная схема должна являться основой для формирования документации по производству СБИС и содержать функциональные компоненты, раскрываемые библиотечными вентильными схемами в формате CBM, а также специфицированные до битовых шин межкомпонентные связи.

Алгоритм композиционного синтеза

Блок-схема формирования интерфейсной вентильной схемы цифрового устройства (рис. 2) вклю-

чает три нижеперечисленных основных этапа.

1-й этап (символ 5, рис. 2) – осуществляет формирование файлов BFI и CFI для входов интерфейсной вентильной схемы цифрового устройства. Каждая j -я строка файла BFI формата CBM будет представлена r ($r = \overline{0, rcvih[j] - 1}$) строками файла BFI :

$$\tilde{t}yp[i + r] = typ[j];$$

$$n\tilde{s}j[i + r] = -1;$$

$$\tilde{s}jd[i + r] = 0; \quad \tilde{w}jd[i + r] = wjd[j];$$

$$n\tilde{w}j[i + r] = \begin{cases} r, j = 0; \\ \sum_{\xi=0}^{i-1} \tilde{w}jd[\xi] + r, j > 0; \end{cases}$$

$$\tilde{v}h[i + r] = 0; \quad \tilde{v}ih[i + r] = 1;$$

$r\tilde{e}s[i + r]$ формируется путем коррекции $res[j]$ с учетом разрядности r .

Формирование массивов файла CFI описывается следующими соотношениями:

$$v = n\tilde{w}j[j];$$

$$\mu = n\tilde{w}j[i];$$

$$\mu = n\tilde{w}j[i] + \tau \cdot rsvih[v] + \rho;$$

$$\tau = \overline{0, wjd[j] - 1};$$

$$\rho = \overline{0, rsvih[v] - 1};$$

$$j\tilde{w}d[\mu] = \begin{cases} -1, \tau = wjd[j] - 1; \\ \mu + 1, 0 \leq \tau < wjd[j] - 1; \end{cases}$$

$$\tilde{w}[\mu] = w[v + \tau] + k,$$

где k – коэффициент пересчета номеров компонентов при переходе от функциональной схемы к интерфейсной вентильной схеме цифрового устройства, вычисляемый по формуле $k = k1 + k2 - k3 - k4$. При этом значения $k1$ и $k3$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $v\tilde{h}[\lambda] = 0$.

$$k1 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} rcvih[\lambda]; \quad k3 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} vih[\lambda].$$

Таблица 1

Таблица 2

Базовый файл *BFF*Файл *RCF*

<i>j</i>	<i>TYP</i>	<i>NSJ</i>	<i>SJD</i>	<i>NWJ</i>	<i>WJD</i>	<i>VH</i>	<i>VIH</i>	<i>RES</i>	<i>j</i>	<i>RCVH</i>	<i>RCVIH</i>
0	201	-1	0	0	1	0	1	a_in	0	0	2
1	201	-1	0	1	1	0	1	b_in	1	0	2
2	30	0	2	2	1	2	1	RG	2	3	2
3	30	2	2	3	1	2	1	RG	3	3	2
4	100	4	2	4	1	2	1	FUN	4	4	2
5	30	6	2	5	1	2	1	RG	5	3	2
6	202	8	1	-1	0	1	0	c_out	6	2	0
7	205	-1	0	6	3	0	1	clk	7	0	1

Таблица 3

Таблица 4

Файл связей *CFF*Файл *RSF*

<i>v</i>	<i>JSD</i>	<i>S</i>	<i>SNWIH</i>	<i>SNWHO</i>	<i>JWD</i>	<i>W</i>	<i>WNWHO</i>	<i>WNWIH</i>	<i>v</i>	<i>RSVH</i>	<i>RSVIH</i>
0	1	0	0	0	-1	2	0	0	0	2	2
1	-1	7	0	1	-1	3	0	0	1	1	2
2	3	1	0	0	-1	4	0	0	2	2	2
3	-1	7	0	1	-1	4	1	0	3	1	2
4	5	2	0	0	-1	5	0	0	4	2	2
5	-1	3	0	1	-1	6	0	0	5	2	2
6	7	4	0	0	7	2	1	1	6	2	1
7	-1	7	0	1	8	3	1	1	7	1	1
8	-1	5	0	0	-1	5	1	1	8	2	1

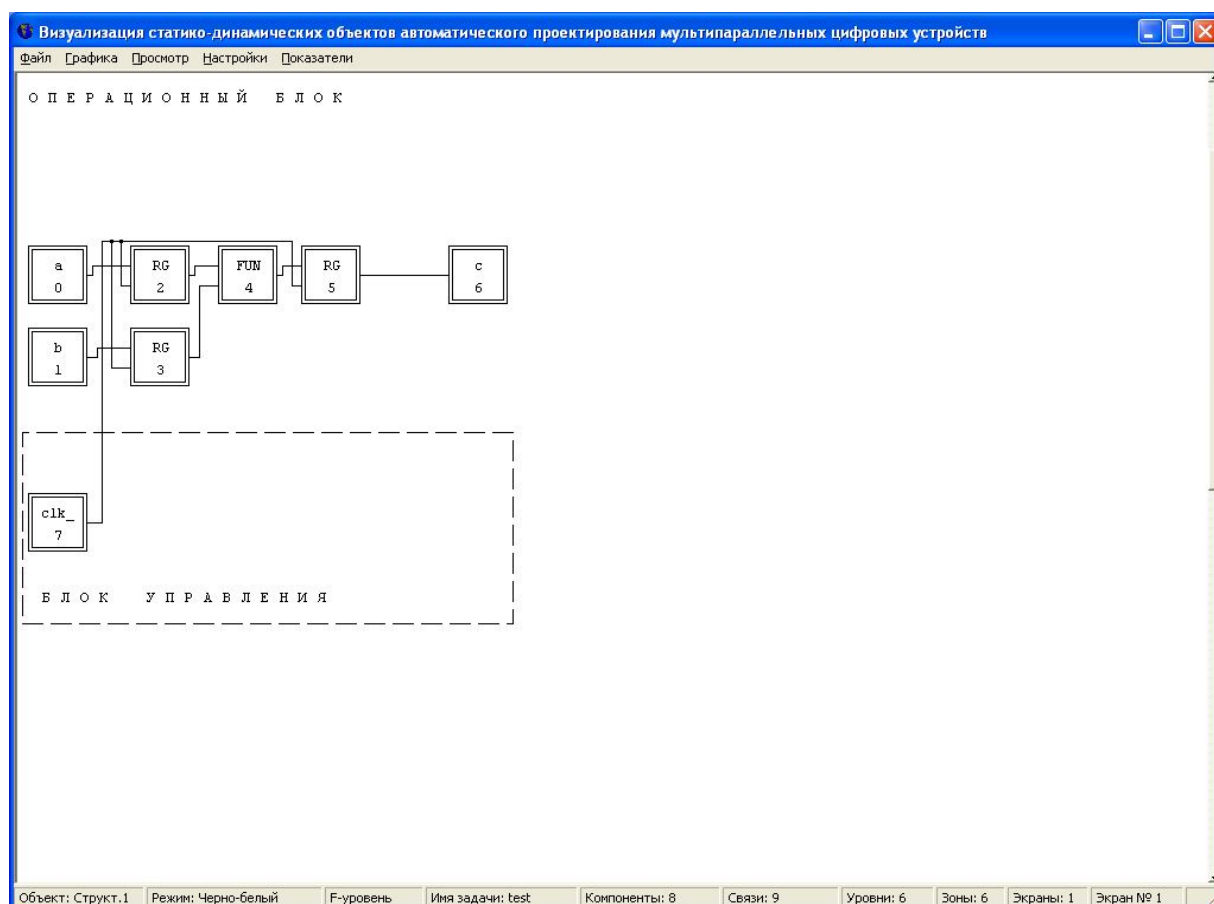


Рис. 1. Функциональная схема проектируемого устройства

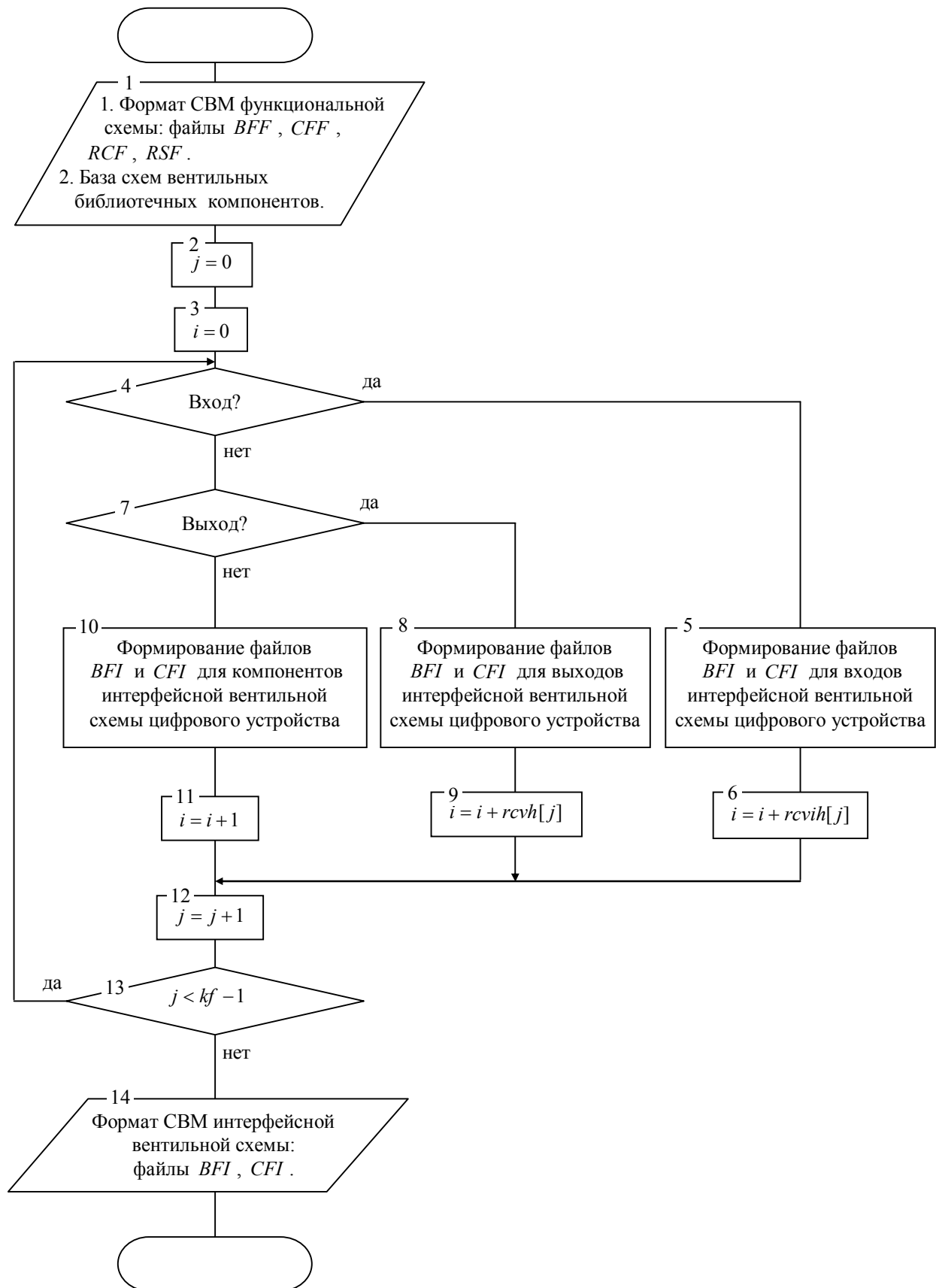


Рис. 2. Блок-схема формирования интерфейсной вентильной схемы цифрового устройства

Значения $k2$ и $k4$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $vih[\lambda] = 0$.

$$k2 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} rcv h[\lambda]; \quad k4 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} v h[\lambda].$$

$$wn\tilde{who}[\mu] = \sum_{\xi=nsj[w[v+\tau]]}^{nsj[w[v+\tau]]+wnwho[v+\tau]-1} rsv h[\xi] + \rho; \\ wn\tilde{vih}[\mu] = 0.$$

2-й этап (символ 8, рис. 2) – осуществляет формирование файлов BFI и CFI для выходов интерфейсной вентиляционной схемы цифрового устройства. Каждая j -я строка файла BFF формата CBM будет представлена t ($t = \overline{0, rcv h[j]-1}$) строками файла BFI :

$$\tilde{typ}[i+t] = typ[j];$$

$$\tilde{sjd}[i+t] = 1;$$

$$n\tilde{sj}[i+t] = \sum_{\ell=0}^{i-1} \tilde{sjd}[\ell] + t;$$

$$n\tilde{wj}[i+t] = -1; \quad w\tilde{j}d[i+t] = 0;$$

$$\tilde{vh}[i+t] = 1; \quad v\tilde{i}h[i+t] = 0;$$

$\tilde{res}[i+t]$ формируется путем коррекции $res[j]$ с учетом разрядности t .

Формирование массивов файла CFI описывается следующими соотношениями:

$$v = nsj[j];$$

$$\mu = n\tilde{sj}[i] + \tau \cdot rsv h[v] + \rho;$$

$$\tau = \overline{0, sjd[j]-1};$$

$$\rho = \overline{0, rsv h[v]-1};$$

$$\tilde{jsd}[\mu] = \begin{cases} -1, \tau = sjd[j]-1; \\ \mu+1, 0 \leq \tau < sjd[j]-1; \end{cases}$$

$$\tilde{s}[\mu] = s[v+\tau] + k,$$

где k – коэффициент пересчета номеров компонентов при переходе от функциональной схемы к интерфейсной вентиляционной схеме цифрового устройства, вычисляемый по формуле $k = k1 + k2 - k3 - k4$. При этом значения $k1$ и $k3$ вычисляются $\forall \lambda$, для

которых $vh[\lambda] = 0$.

$$k1 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} rcv ih[\lambda]; \quad k3 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} v ih[\lambda].$$

Значения $k2$ и $k4$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $vih[\lambda] = 0$.

$$k2 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} rcv h[\lambda]; \quad k4 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} v h[\lambda].$$

$$sn\tilde{who}[\mu] = 0; \quad sn\tilde{vih}[\mu] = \rho.$$

3-й этап (Символ 10, рис. 2) – осуществляет формирование файлов BFI и CFI для компонентов интерфейсной вентиляционной схемы цифрового устройства. Каждая j -я строка файла BFF формата CBM будет представлена i -й строкой файла BFI :

$$\tilde{typ}[i] = typ[j];$$

$$n\tilde{sj}[i] = \sum_{\ell=0}^{i-1} \tilde{sjd}[\ell];$$

$$\tilde{sjd}[i] = \sum_{\ell=0}^{sjd[j]-1} rsv h[nsj[j] + \ell];$$

$$n\tilde{wj}[i] = \sum_{\ell=0}^{i-1} w\tilde{j}d[\ell];$$

$$w\tilde{j}d[i] = \sum_{\ell=0}^{wj[j]-1} rsv ih[nwj[j] + \ell];$$

$$\tilde{vh}[i] = rcv h[j]; \quad v\tilde{i}h[i] = rcv ih[j].$$

В $\tilde{res}[i]$ заносим имя из базы компонентов для соответствующего типа компонента $typ[j]$ с учетом разрядностей.

Формирование массивов файла CFI для сопряженных связей описывается следующими соотношениями:

$$v = nsj[j]; \quad \mu = n\tilde{sj}[i] + \tau \cdot rsv h[v] + \rho;$$

$$\tau = \overline{0, rsv h[v]-1};$$

$$\rho = \overline{0, \tilde{sjd}[j]-1};$$

$$\tilde{jsd}[\mu] = \begin{cases} -1, \mu = n\tilde{sj}[i] + \tilde{sjd}[i]-1; \\ \mu+1, 0 \leq \mu < n\tilde{sj}[i] + \tilde{sjd}[i]-1; \end{cases}$$

$$\tilde{s}[\mu] = \begin{cases} s[v + \tau] + \rho + k, & \text{if } \text{vh}[s[v + \tau]] = 0; \\ s[v + \tau] + k, & \text{if } \text{vh}[s[v + \tau]] \neq 0, \end{cases}$$

где k – коэффициент пересчета номеров компонентов при переходе от функциональной схемы к интерфейсной вентильной схеме цифрового устройства, вычисляемый по формуле

$$k = k1 + k2 - k3 - k4.$$

При этом значения $k1$ и $k3$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $\text{vh}[\lambda] = 0$.

$$k1 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} \text{rcv} \text{vih}[\lambda]; \quad k3 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} \text{vih}[\lambda].$$

Значения $k2$ и $k4$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $\text{vih}[\lambda] = 0$.

$$k2 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} \text{rcv} \text{vh}[\lambda]; \quad k4 = \sum_{\lambda=0}^{s[v+\tau]-1} \text{vh}[\lambda].$$

$$\text{sn}\tilde{\text{w}}\text{ho}[\mu] = \tau \cdot \text{rsv} \text{h}[v] + \rho;$$

$$\text{sn}\tilde{\text{w}}\text{ih}[\mu] = \begin{cases} 0, & \text{if } \text{vh}[s[v + \tau]] = 0; \\ \rho, & \text{if } \text{vh}[s[v + \tau]] \neq 0. \end{cases}$$

Формирование массивов файла *CFI* для внешних связей описывается следующими соотношениями:

$$v = n\tilde{w}j[j];$$

$$\mu = n\tilde{w}j[i] + \tau \cdot \text{rsv} \text{ih}[v] + \rho;$$

$$\tau = \overline{0, \text{rsv} \text{ih}[v] - 1};$$

$$\rho = \overline{0, \tilde{w}j d[j] - 1};$$

$$\tilde{j} \tilde{w} d[\mu] = \begin{cases} -1, & \mu = n\tilde{w}j[i] + \tilde{w}j d[i] - 1; \\ \mu + 1, & 0 \leq \mu < n\tilde{w}j[i] + \tilde{w}j d[i] - 1; \end{cases}$$

$$\tilde{w}[\mu] = \begin{cases} w[v + \tau] + \rho + k, & \text{if } \text{vih}[w[v + \tau]] = 0; \\ w[v + \tau] + k, & \text{if } \text{vih}[w[v + \tau]] \neq 0, \end{cases}$$

где $k = k1 + k2 - k3 - k4$.

При этом значения $k1$ и $k3$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $\text{vh}[\lambda] = 0$.

$$k1 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} \text{rcv} \text{vih}[\lambda]; \quad k3 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} \text{vih}[\lambda].$$

Значения $k2$ и $k4$ вычисляются $\forall \lambda$, для которых $\text{vih}[\lambda] = 0$.

$$k2 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} \text{rcv} \text{vh}[\lambda]; \quad k4 = \sum_{\lambda=0}^{w[v+\tau]-1} \text{vh}[\lambda].$$

$$\text{wn}\tilde{\text{w}}\text{ho}[\mu] = \begin{cases} 0, & \text{if } \text{vih}[w[v + \tau]] = 0; \\ \sum_{\xi=v}^{v + \text{wn}\tilde{\text{w}}\text{ho}[v]} \text{rsv} \text{ih}[\xi] + \rho, & \text{if } \text{vih}[w[v + \tau]] \neq 0; \end{cases}$$

$$\text{vih}[w[v + \tau]] \neq 0;$$

$$\text{wn}\tilde{\text{w}}\text{ih}[\mu] = \rho.$$

Используя файлы СВМ формата функциональной схемы цифрового устройства (табл. 1–4), а также алгоритм композиционного синтеза, изложенный выше, получим интерфейсную вентильную схему, представленную файлами *BFI* (табл. 5) и *CFI* (табл. 6). Визуализация полученной интерфейсной схемы приведена на рис. 3.

Таблица 5

Базовый файл *BFI* интерфейсной вентильной схемы

i	$T\tilde{Y}P$	$N\tilde{S}J$	$S\tilde{J}D$	$N\tilde{W}J$	$\tilde{W}J D$	$\tilde{V}H$	$\tilde{V}I H$	$R\tilde{E}S$
0	201	-1	0	0	1	0	1	a0_in
1	201	-1	0	1	1	0	1	a1_in
2	201	-1	0	2	1	0	1	b0_in
3	201	-1	0	3	1	0	1	b1_in
4	30	0	3	4	2	3	2	GRG02
5	30	3	3	6	2	3	2	GRG02
6	100	6	4	8	2	4	2	GFUN
7	30	10	3	10	2	3	2	GRG02
8	202	13	1	-1	0	1	0	c0_out
9	202	14	1	-1	0	1	0	c1_out
10	205	-1	0	12	3	0	1	clk

Таблица 6

Файл связей *CFI* интерфейсной вентильной схемы

ν	$\tilde{JSD}$	$\tilde{S}$	$SN\tilde{W}IH$	$SN\tilde{W}HO$	$\tilde{JWD}$	$\tilde{W}$	$WN\tilde{W}HO$	$WN\tilde{W}IH$
0	1	0	0	0	-1	4	0	0
1	2	1	0	1	-1	4	1	0
2	-1	10	0	2	-1	5	0	0
3	4	2	0	0	-1	5	1	0
4	5	3	0	1	5	6	0	0
5	-1	10	0	2	-1	6	1	1
6	7	4	0	0	7	6	2	0
7	8	4	1	1	-1	6	3	1
8	9	5	0	2	9	7	0	0
9	-1	5	1	3	-1	7	1	1
10	11	6	0	0	11	8	0	0
11	12	6	1	1	-1	9	0	1
12	-1	10	0	2	13	4	2	0
13	-1	7	0	0	14	5	2	0
14	-1	7	1	0	-1	7	2	0

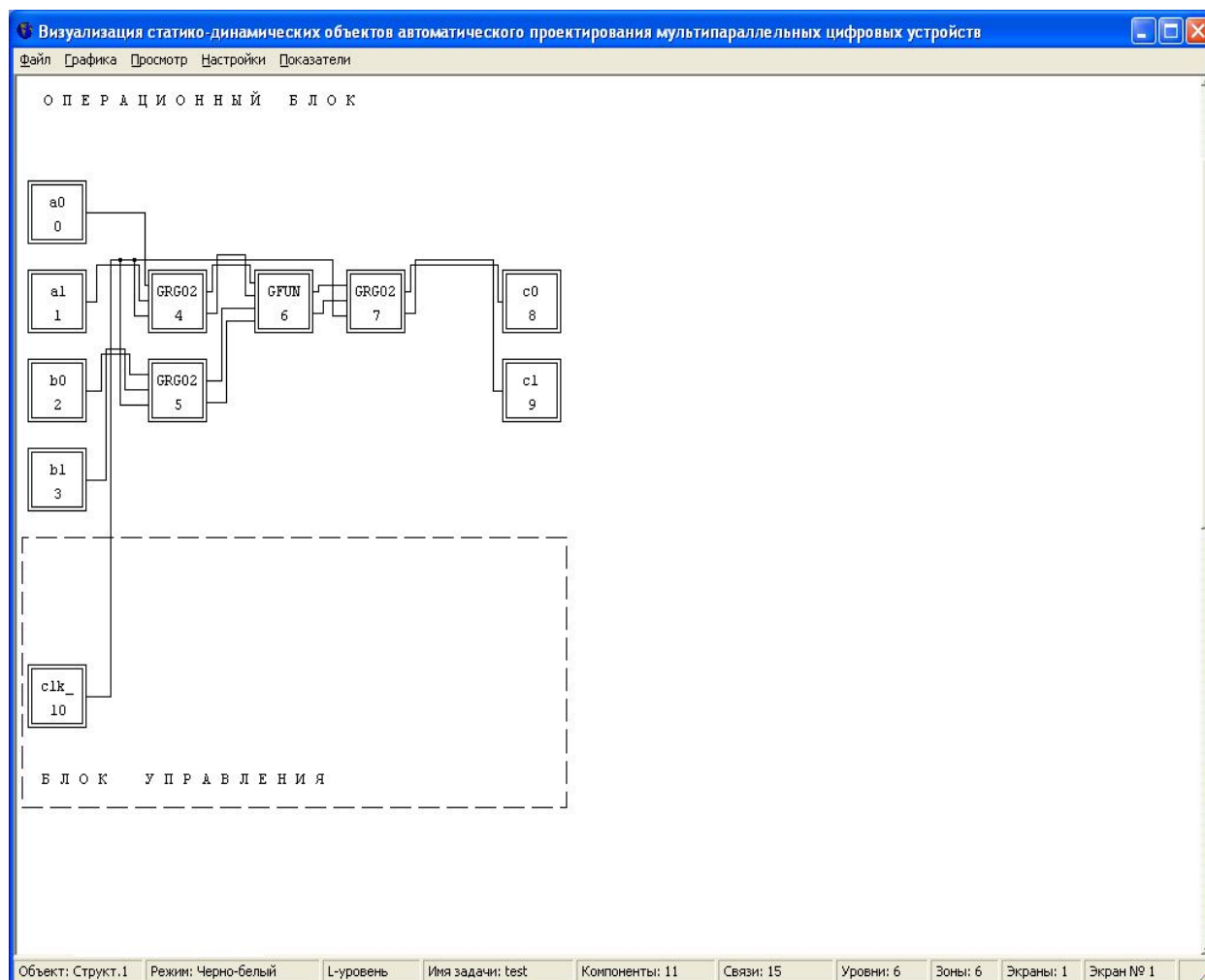


Рис. 3. Интерфейсная вентильная схема цифрового устройства

Синтез графического представления результирующей интерфейсной вентильной схемы цифрового устройства (рис. 3) по его числовой спецификации в формате СВМ, а также исходной функциональной схемы (рис. 1), выполнен на основе системы конвертации формата СВМ в графическое представление [3].

Выводы

1. Концепцией построения существующих САПР является выполнение человеком наиболее сложных, неформализованных, творческих этапов проектирования, определяющих качество цифровых устройств, сложность и сроки проектирования. Это обусловило проблемы САПР, не имеющие пока должного решения: проблему разрыва между способностью индустрии создавать СБИС со сложностью намного превышающей сложность проектов, решаемых с помощью САПР; проблему неспособности САПР существенно сократить сроки проектирования; проблему неспособности САПР использовать все известные методы параллельной обработки данных с автоматической оптимизацией их состава в конкретных ситуациях.

2. Возрастание требований к сложности проектируемых цифровых устройств и сокращению времени на их разработку делают исключительно важной задачей использование систем автоматического проектирования. Применение таких систем основано на использовании единого числового формата СВМ, обеспечивающего (по сравнению с текстовым) значительное сокращение времени проектирования и увеличение сложности проектов.

3. Изложенная методика обеспечивает автоматизацию синтеза числовой спецификации в формате СВМ интерфейсной вентильной схемы цифрового устройства, на основе которой может формироваться документация для производства СБИС.

Литература

1. Поляков Г.А. Проблемы создания систем совместного автоматического проектирования аппаратно-программных средств для мультипараллельной цифровой обработки данных // 1-й Международный радиоэлектронный Форум "Прикладная радиоэлектроника. Состояние и перспективы развития". МРФ-2002. Ч. 2. – Х.: АН ПРЭ, ХНУРЭ. – 2002. – 656 с.
2. Polyakov G. The Hard-and-Soft Automatic Design of Self-Organizing Adaptive Systems // *Radioelectronics&Informatics*. – 2003. – № 3.
3. Поляков Г.А., Онищенко В.В. Визуализация статико-динамических объектов автоматического проектирования мультипараллельных цифровых устройств // Системи обробки інформації. – Х.: ХВУ. – 2004. – Вып. 7 (35). – С. 169 – 177.
4. Поляков Г.А., Умрихин Ю.Д. Автоматизация проектирования сложных цифровых систем коммутации и управления. – М.: Радио и связь, 1988. – 304 с.
5. Онищенко В.В. Числовая и графическая спецификация Си-программ при проектировании цифровых устройств // *Радіоелектронні і комп'ютерні системи*. – 2005. – Вип. №1 (9). – С. 76 – 82.
6. The EDN System Design Series, 2001. –Part 1. – P. 24. – Part 2. – P. 40.
7. Бибило П.Н. Синтез логических схем с использованием языка VHDL. – М.: СОЛОН-Р, 2002. – 384 с.
8. Разевиг В.Д. Система проектирования цифровых устройств OrCAD. – М.: СОЛОН-Р, 2000. – 160 с.

Поступила в редакцию 5.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.Ф. Кривуля, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Харьков.

УДК 261.395.62(035)

В.Ф. СОЛОДОВНИК, В.Г. УДАЧИН, Д.В. УДАЧИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАДИОТРАСС МАЛОЙ ПРОТЯЖЕННОСТИ**

Существующие системы радиосвязи, организованные по сотовому принципу, имеют тенденцию к уменьшению радиуса сот. Такая тенденция имеет ряд положительных свойств, но методы расчета таких трасс малой протяженности в настоящее время не обеспечивают требуемые точности. В статье предложена методика расчета трасс протяженностью до 1 км. В соответствии с предлагаемой методикой осуществляют эквивалентный наземным препятствиям подъем подстилающей поверхности наземного профиля радиотрасс. В ходе экспериментальных исследований подтверждена адекватность этой методики.

связь, радиотрасса, эмпирический коэффициент, множитель ослабления**Введение**

Современные сотовые и микросотовые системы радиосвязи, в том числе и аэродромные, имеют тенденцию к уменьшению радиуса сот до 10...1000 метров [1 – 4]. Такое направление развития систем связи имеет ряд преимуществ:

- уменьшается мощность как базовых станций, так и абонентских станций, следовательно, их энергопотребление;
- снижается уровень облучения человека;
- упрощаются требования по электромагнитной совместимости.

Формулирование проблемы. Несмотря на преимущества таких систем, расчет радиотрасс малой протяженности ограничен. Известные методы предназначены для интегральной оценки потерь мощности при распространении радиоволн трасс длиной более 1000 м и не позволяют производить учет отдельных строений и насаждений.

Традиционно в ходе решения задачи расчета радиотрассы систем радиосвязи определяют составляющие множителя ослабления радиоволн за счет различных физических явлений, таких, как дифракция, рефракция и интерференция электромагнитного поля, потери в диэлектриках и проводниках на пути распространения радиоволн и др.

Полный множитель ослабления радиоволн при

распространении определяется выражением

$$F = F_{св} + F_z + F_{тр} + F_{стр}, \quad (1)$$

где $F_{св} = 10 \lg(\lambda/4\pi L_{тр})$ – множитель ослабления в свободном пространстве;

$F_z = F_o + F_u + F_p$ – множитель общего ослабления радиоволн за счет подстилающей поверхности, зависящий от дифракционного F_o , интерференционного F_u и рефракционного F_p множителей;

$F_{тр} = F_{газ} + F_o + F_{сл}$ – множитель ослабления за счет влияния тропосферы, зависящей от ослабления в газах $F_{газ}$, осадках F_o и слоях тропосферы $F_{сл}$;

$F_{стр}$ – множитель ослабления за счет влияния строений (городских и пригородных).

На кафедре ППОС Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского (Харьковский авиационный институт) разработан пакет прикладных программ IRT, позволяющий выполнять следующие работы:

- построение карты заданного участка (растрового изображения и цифровой электронной карты);
- построение цифровой модели рельефа заданного участка;
- расчеты трасс зоны радиосвязи (построение профилей трасс, формирование таблиц параметров трасс, текстовых и графических протоколов расчета);
- построение карт радиовидимости зоны радиосвязи (как с цветными градациями по уровню сигнала).

лов, так и с тенью, совмещенную с топографической картой);

На рис. 1 показаны результаты расчета, например, радиотрассы “Базовая станция – Ивановка” протяженностью 11 км и с высотами мачт 45 м и 16 м.

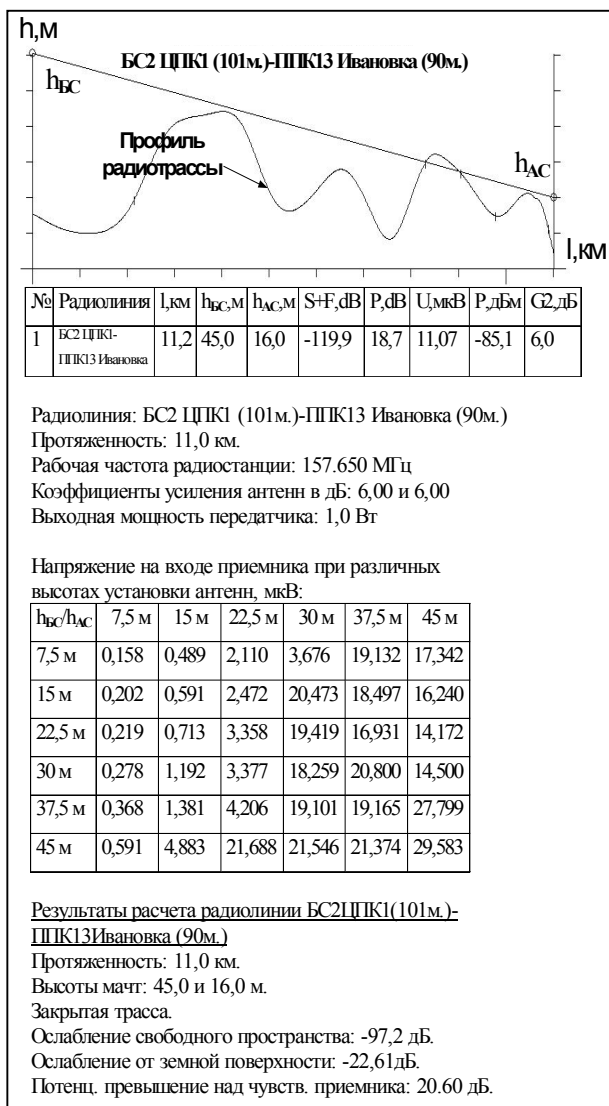


Рис. 1. Результаты расчета радиотрассы протяженностью 11 км и с высотами мачт 45 м и 16 м

Недостатком программного обеспечения IRT является то, что при его непосредственном использовании не удастся учитывать при расчетах энергетики радиотрасс одиночные строения и насаждения.

В соответствии со способом Окамуры-Хата полное ослабление радиоволн при распространении определяется

$$F = A + B \cdot \lg L_{mp} - C - D, \quad (2)$$

где A, B, C, D – эмпирические соотношения Окамуры-Хата.

Аппроксимирующие соотношения A, B, C, D определяются следующим образом:

$$A = A(f, h_1, h_2) = 65,55 + 26,16 \lg(h_{BC}) - \alpha(h_{AC});$$

$$B = B(h_{BC}) = [44,9 - 6,55 \lg(h_{BC})];$$

$$C = C(f) = 2[\lg(f/28)^2] + 5,4;$$

$$D = D(f) = 4,78(\lg f)^2 - 19,33 \lg(f) + 40,94,$$

где h_{BC} – высота антенны базовой станции (БС); h_{AC} – высота антенны абонентской станции (АС); f – частота излучения базовой станции; $\alpha(h_{AC})$ – параметр, учитывающий влияние высоты антенны АС.

Для крупных городов параметр $\alpha(h_{AC})$ слабо зависит от частоты, однако используются две аппроксимирующие формулы:

$$\alpha(h_{AC}) = 8,28[\lg(1,54h_{AC})]^2 - 1,1 \text{ при } f \geq 200 \text{ МГц};$$

$$\alpha(h_{AC}) = 3,2[\lg(11,75h_{AC})]^2 - 4,97 \text{ при } f \geq 400 \text{ МГц}.$$

Для средних и малых городов этот параметр зависит от частоты:

$$\alpha(h_{AC}) = (1,1 \lg f - 0,7) h_{AC} - (1,56 \lg f - 0,8).$$

Таким образом, в методе Окамуры-Хата конкретные наземный профиль подстилающей поверхности радиотрасс и препятствия (строения или насаждения) распространению радиоволн не рассматривается, а задаются интегрально эмпирическими соотношениями для A, B, C, D при $C = D = 0$ для городской зоны, $D = 0$ для пригородной зоны и $C = 0$ для открытой местности. Поэтому в методе Окамуры-Хата учитывать одиночные строения и насаждения тоже невозможно.

Для расчетов малопроотяженных трасс предлагается способ, учитывающий одиночные строения и насаждения.

Решение проблемы

В соответствии с предлагаемым методом, перед определением общего ослабления F радиоволн осуществляют эквивалентный наземным препятствиям

подъем подстилающей поверхности наземного профиля радиотрасс (рис. 2).

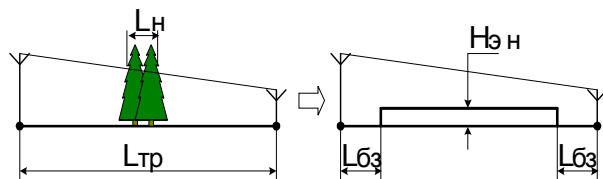


Рис. 2. Радиотрасса с насаждениями и её эквивалентное представление

При этом подъем подстилающей поверхности радиотрасс осуществляют на эквивалентные прибавки высоты $H_{э н}$ за счет насаждений, соответственно, по всей протяженности $L_{тр}$ радиотрасс, кроме ближних зон $L_{бз}$ передающей и приемной антенн. После этого определяют $F_{св}$, F_z , $F_{тр}$ и полное ослабление F .

При этом принимают $F_{смп} = 0$, а ослабление сигнала за счет насаждений учитывается в F_z из-за эквивалентного этим наземным препятствиям подъема подстилающей поверхности наземного профиля радиотрасс.

Прибавки высоты за счет насаждений определяют

$$H_{э н} = K_n \cdot L_n, \quad (3)$$

где K_n – эмпирический коэффициент, определяемый для разных сезонов, погодных условий и при разном зеленом покрове насаждений, L_n – протяженность части радиотрассы, проходящей через насаждения.

Для определения эмпирических коэффициентов K_n были выполнены экспериментальные исследования трёх трасс малой протяженности.

Для проведения экспериментальных исследований было использовано следующее оборудование. Селективный микровольтметр SMV 8.5, который является высокочувствительным гетеродинным измерительным приёмником, работающим в частотном диапазоне от 26 МГц до 1000 МГц, предназначенный для измерения синусоидальных высокочастотных напряжений и измерения напряжений помех.

Может использоваться с различными видами согласованных антенн.

Для данного эксперимента приемник SMV 8.5 использовался с электрическим четвертьволновым вибратором на частоте 144,675 МГц. Коэффициент стоячей волны этого вибратора на рабочей частоте не превышает 1,5 при коэффициенте усиления (K_y), близком к нулю ($-0,2$ дБ).

Указанная величина K_y может не учитываться, так как лежит в пределах основной погрешности измерительных приборов.

В качестве абонентской станции использовался приемопередатчик Motorola GP300 с антенной длиной 140 мм, мощностью излучения 1Вт на частоте 144,675 МГц.

Экспериментальные исследования выполнялись на территории Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского (Харьковский авиационный институт) на трёх трассах длиной от 100 до 200 метров с различными видами зеленых насаждений в летнее время года.

На первом этапе было осуществлено исследование энергетики трасс по десяти измерениям на каждой трассе при разных погодных условиях (табл. 1).

С помощью программного обеспечения, методом подбора были определены эквивалентные прибавки высоты $H_{э н}$ для всех 30 измерений (табл. 1).

В ходе этих исследований были определены эмпирические коэффициенты K_n . (табл. 2).

На рис. 3, 4 приведены результаты расчета радиотрассы с применением предлагаемого способа эквивалентного насаждениям подъема подстилающей поверхности.

При этом на рис. 3 показана исходная радиотрасса, а на рис. 4 – трасса с эквивалентным подъемом подстилающей поверхности.

В эксперименте, проведенном на этой же радиотрассе (трасса 3/3), погрешность расчета составила 2 мкВ или в относительных величинах $-0,3$ %.

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований

Трасса \ № эксперимента \ влажность	Напряжение, мкВ	$H_{нэкв}$, м	L_n , м	K_n
1\1 > 70%	177,8	4,99	7	0,71
1\2 > 70%	281,8	4,4	7	0,62
1\3 < 70%	2239	1,6	7	0,22
1\4 < 70%	1778	1,96	7	0,28
1\5 > 70%	100	5,78	7	0,82
1\6 > 70%	223,9	4,7	7	0,67
1\7 > 70%	177,8	4,99	7	0,71
1\8 > 70%	56,1848	6,75	7	0,96
1\9 > 70%	561,848	3,54	7	0,50
1\10 > 70%	397,844	3,96	7	0,56
2\1 > 70%	15,85	16	106	0,15
2\2 > 70%	35,45	12,7	106	0,11
2\3 < 70%	316	5,9	106	0,05
2\4 < 70%	177,8	7,1	106	0,06
2\5 > 70%	15,85	16	106	0,15
2\6 > 70%	56,18	10,7	106	0,10
2\7 > 70%	22,39	14,4	106	0,13
2\8 > 70%	17,78	15,5	106	0,14
2\9 > 70%	56,18	10,7	106	0,10
2\10 > 70%	35,45	12,7	106	0,11
3\1 > 70%	100	8,4	56	0,15
3\2 > 70%	158,5	7,3	56	0,13
3\3 < 70%	793,79	3,1	56	0,05
3\4 < 70%	793,79	3,1	56	0,05
3\5 > 70%	50,08	11,4	56	0,20
3\6 > 70%	112,2	8,1	56	0,14
3\7 > 70%	112,2	8,1	56	0,14
3\8 > 70%	112,2	8,1	56	0,14
3\9 > 70%	112,2	8,1	56	0,14
3\10 > 70%	316	5,9	56	0,10

Таблица 2

Эмпирические коэффициенты K_n для учета влияния насаждений

	Влажность > 70%	Влажность < 70%
K_n для хвойных деревьев	0,136	0,058
K_n для лиственных деревьев	0,698	0,254

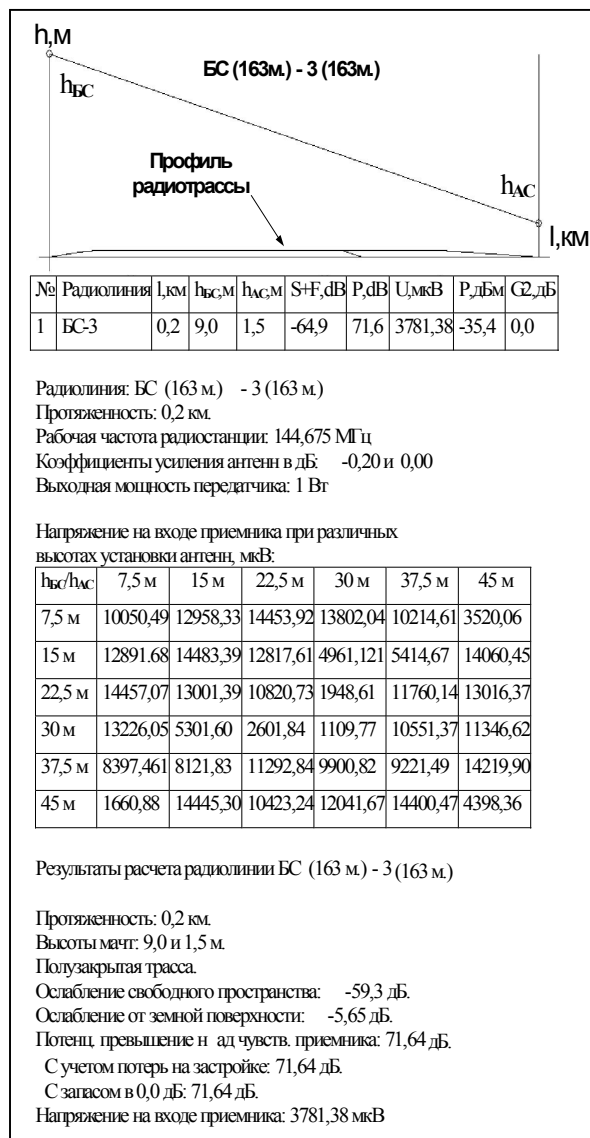


Рис. 3. Исходная радиотрасса малой протяженности

Кроме того, можно учитывать и одиночные строения. Исходя из результатов проведенных ранее исследований, можно предложить два способа учета одиночных строений.

1. Подъем подстилающей поверхности осуществляют на высоту строений в месте их расположения (рис. 5).

2. Осуществляют эквивалентный наземным строениям подъем подстилающей поверхности наземного профиля радиотрасс за исключением ближних зон передающей и приемной антенн (рис. 6).

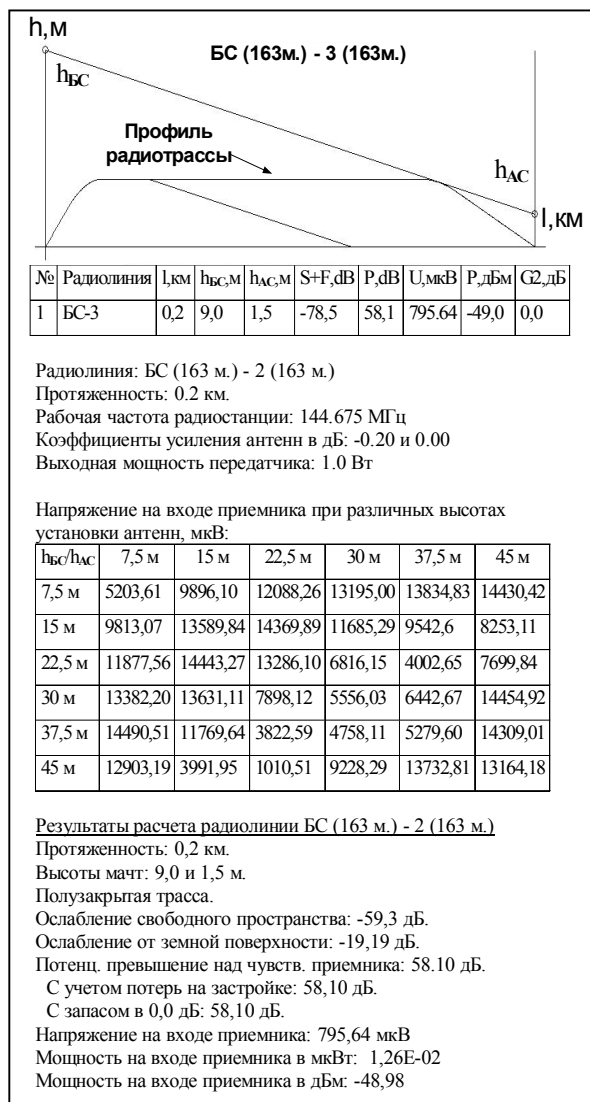


Рис. 4. Трасса с эквивалентным подъемом подстилающей поверхности

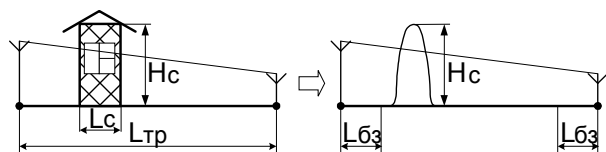


Рис. 5. Радиотрасса со строением и её эквивалентное представление по первому способу

По первому способу эксперименты подтверждают адекватность учета строений. По второму спосо-

бу следует провести дополнительные экспериментальные исследования с целью определения эмпирического коэффициента K_c .

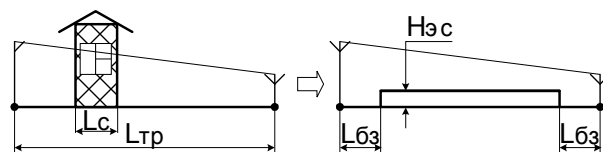


Рис. 6. Радиотрасса со строением и её эквивалентное представление по второму способу

При этом прибавки высоты за счет строений определяются

$$H_{zc} = K_c \cdot L_c, \quad (4)$$

где K_c – эмпирический коэффициент учета строений; L_c – протяженность части радиотрассы, проходящей через строения.

Заключение

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования позволяют рекомендовать методику расчета радиотрасс малой протяженности для моделирования радиосистем связи с малым радиусом сот, в том числе сотовых и микросотовых радиосистем.

Литература

1. Феер К. Беспроводная цифровая связь. Методы модуляции и расширения спектра. – М.: Радио и связь, 2000. – 520 с.
2. Маковеева М.М., Шинаков Ю.С. Системы связи с подвижными объектами: Учебное пособие для вузов. – М.: Радио и связь, 2002. – 440 с.
3. Шелухин О.И., Хизгилов В.А., Чивилев С.В. Системы радиодоступа / Под ред. О.И. Шелухина. – М.: ГАСБУ, 1998. – 116 с.
4. Громаков Ю.А. Стандарты и системы подвижной радиосвязи. – М.: Эко-Трендз, 1997. – 238 с.

Поступила в редакцию 15.09.2005

Рецензент: канд. техн. наук, доцент Е.В. Милькевич, Харьковский университет Воздушных Сил.

УДК 681.324

В.В. СКЛЯР

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

ОЦЕНКА И ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩИХ СИСТЕМ КРИТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ: ЭЛЕМЕНТЫ МЕТОДОЛОГИИ И ФОРМАЛЬНЫЕ МОДЕЛИ

Предложен системный подход к оценке и обеспечению безопасности информационно-управляющих систем технических комплексов критического использования, основанный на применении ER-модели (модели «сущность-связь»).

безопасность информационно-управляющих систем, технические комплексы критического использования

Введение

Роль техногенных аэрокосмических, энергетических, транспортных, коммуникационных, военных, финансовых, промышленных комплексов и их влияние на человеческое общество постоянно возрастает. Одновременно возрастает потенциальный ущерб, который может нанести отказ таких комплексов. Наиболее существенным свойством указанных объектов является безопасность, под которой подразумевается способность объекта достигать приемлемых уровней риска для жизни и здоровья людей, окружающей среды и экономики [1]. Поэтому комплексы, отказы которых представляют собой потенциальную угрозу, называют техническими комплексами критического использования (ТККИ).

Важность проблемы безопасности определяется имеющими место производственными инцидентами с человеческими жертвами. По данным Международной организации труда (International Labour Organization) количество жертв, связанных с производственными инцидентами, в мире составляет примерно 300 тысяч человек в год [2].

Отметим, что определения безопасности из разных источников отличаются друг от друга и до сих пор являются дискуссионными [1].

При формулировании понятия «безопасность

ИУС» необходимо исходить из следующего:

- понятие «безопасность ИУС» должно вытекать из более общего понятия «безопасность ТККИ»;
- понятие «безопасность ТККИ» должно соотноситься с интуитивно подразумеваемым понятием «безопасность»;
- безопасность ИУС и ТККИ является одним из свойств этого объекта, находящимся в одном ряду с такими понятиями как надежность, качество, живучесть.

Приведем три определения понятия безопасность.

В «Толковом словаре русского языка» под редакцией Д.И. Ушакова: «Безопасность – отсутствие опасности... Предупреждение опасности, условия, при которых не угрожает опасность» [3].

Согласно «Webster new world dictionary»: «Безопасность – свойство находиться в защищенном состоянии; отсутствие опасности травм и аварий; уверенность» [4].

В сфере обеспечения качества используется определение стандарта ИСО 8402 «Словарь по качеству»: «безопасность – состояние, при котором риск вреда (для персонала) или ущерб ограничен допустимым уровнем».

Все эти определения не противоречат следующему по уровню иерархии понятию безопасность

ТККИ (промышленного предприятия), которое формулируется в ДСТУ 2156-93 «Безопасность промышленных предприятий. Термины и определения» как «свойство предприятия при нормальной эксплуатации и в случае аварии ограничивать воздействие источников опасности на персонал, население и окружающую среду установленными пределами».

Широкое распространение ИУС в различных отраслях техники привело к возникновению понятия «функциональная безопасность систем». Это понятие является ключевым в стандарте Международной электротехнической комиссии МЭК 61508 «Функциональная безопасность электрических, электронных и программируемых электронных систем, важных для безопасности». Понятие функциональной безопасности ИУС относится к совокупности управляемого оборудования и систем управления этим оборудованием и определяется как часть общей безопасности, которая зависит от правильного функционирования ИУС с другими технологическими системами, а также с внешними устройствами для снижения риска [5].

В качестве вывода отметим, что результаты проведенного анализа понятия «безопасность» соответствуют первоначально сформулированному определению безопасности ИУС ТККИ.

На современном этапе развития науки и техники наиболее динамично развиваются информационные технологии. Поэтому, одной из основных тенденций развития ТККИ является повсеместное внедрение компьютерных информационно-управляющих систем (ИУС). Это приводит к тому, что надежность и безопасность ИУС стали играть решающую роль в обеспечении безопасности ТККИ [6]. Например, отказы ИУС являются причиной около 20% аварий ракетно-космической техники [7].

К настоящему времени общая теория безопасности описана в ряде книг, например [8 – 10]. Теория безопасности компьютерных систем критического

использования получила развитие в трудах А. Авижениса [11], Ж.-К. Лапри [12], Н. Левенсон [13], В.С. Харченко [14], М.А. Ястребинецкого [15]. В 2004 г. была опубликована монография [1], в которой впервые в отечественной литературе был обобщен опыт оценки и обеспечения безопасности ИУС АЭС.

Однако известные работы посвящены, как правило, отдельным отраслям промышленности, и в них отсутствуют обобщения, позволяющие распространить теоретические положения на ИУС ТККИ безотносительно к прикладной области. Кроме того, требуют детальной проработки методы оценки и обеспечения безопасности программного обеспечения (ПО) и автоматов с программируемой логикой для ИУС ТККИ, разработанных с использованием новейшей элементной базы. Дополнительного развития требуют теоретические аспекты разработки и оценки ИУС ТККИ, построенных на основе многокомпонентных и многоверсионных технологий.

Целью данной публикации является разработка элементов комплексного подхода к решению научной проблемы оценки и обеспечения безопасности цифровых информационно-управляющих систем критического использования.

Общая схема оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ

В качестве первого шага разработки комплексного подхода к решению сформулированной выше проблемы предлагается общая схема оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ (рис. 1).

Ниже описаны взаимосвязи между элементами рис. 1.

Исходным пунктом обеспечения безопасности являются требования законодательных и нормативно-технических документов, соблюдение которых является обязательным при осуществлении всех видов деятельности, связанных с потенциально опасностью.

Технические требования к ИУС, важным для безопасности ТККИ, детализированы в стандартах и

других нормативно-технических документах (далее для краткости используется термин «стандарты»).

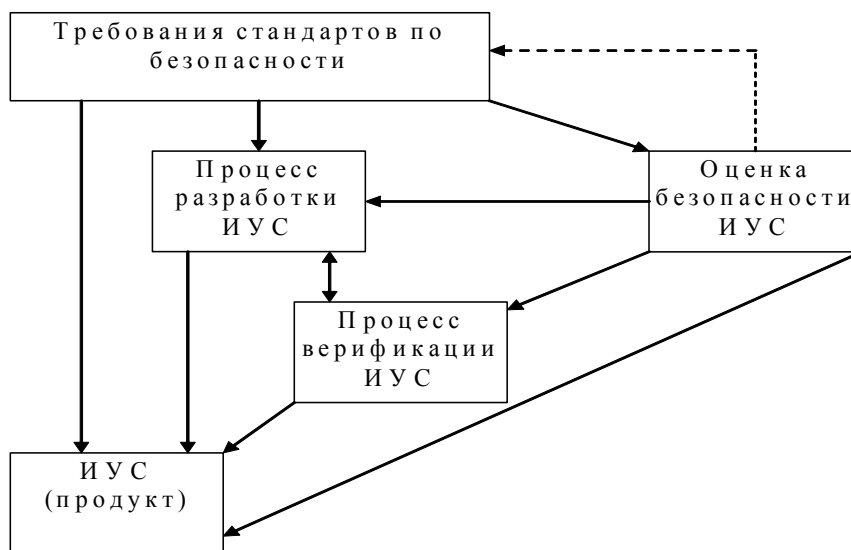


Рис. 1. Общая схема оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ

Стандарты по безопасности отражают мировой опыт по разработке и эксплуатации ТККИ и содержат так называемые регулирующие требования, соблюдение которых на данном этапе развития науки, техники и технологии признается необходимым и считается достаточным для обеспечения безопасности [1].

Существует две категории стандартов по безопасности:

- стандарты, содержащие требования к ИУС;
- стандарты, содержащие методики оценки ИУС на соответствие требованиям стандартов первой категории.

Требования стандартов к ИУС можно разделить на две большие группы:

- требования к продуктам, т.е. требования непосредственно к ИУС;
- требования к процессам, основными из которых являются взаимосвязанные процессы разработки и верификации ИУС.

Процесс оценки позволяет определить соответствие ИУС требованиям стандартов по безопасности. Оценка ИУС включает как оценку на соответствия требованиям к продуктам, так и на соответ-

ствие требованиям к процессам. Учитывая особое значение оценки в общей схеме обеспечения безопасности, обычно ведут речь об оценке и обеспечении безопасности ИУС, как о едином неразрывном процессе.

Процесс оценки, кроме того, является источником усовершенствования стандартов по безопасности, так как позволяет накапливать и анализировать опыт, полученный при работе с ИУС, построенными с использованием новых технических решений. Данный факт отображен на рис. 1 в виде пунктирной стрелки.

Оценка безопасности, выполняемая для ИУС, характеризуется такими свойствами, как сложность, комплексность, многокритериальность, неформализуемость и т.п. В общем случае для оценки конкретной ИУС, как правило, невозможно использовать только один метод оценки. Это приводит к необходимости использования различных методов, технологий, инструментальных средств и т.п., а также к необходимости привлечения специалистов в разных областях знаний для оценки безопасности одной ИУС. Поэтому для ИУС, важных для безопасности, выполняется, как правило, экспертная оценка [1].

Отдельного пояснения требует взаимосвязь процессов разработки и верификации. Процесс верификации – это процесс определения того, удовлетворяют ли программные продукты, которые являются результатом некоторых действий по разработке, требованиям и условиям, наложенным на них предшествующими действиями [16]. Верификация осуществляется при переходе между смежными этапами разработки продукта (как правило, программного продукта) и является обязательным мероприятием для ИУС ТККИ. Это проиллюстрировано на рис. 2.

Разработка является процессом по преобразованию продукта из одного вида в другой. При помощи процесса верификации реализуется обратная связь между продуктами разработки, что позволяет продемонстрировать идентичность продуктов, полученных на разных стадиях разработки, а также их

соответствие исходным требованиям. Исходный и конечный продукт, а также процессы разработки и верификации должны подвергаться оценке на соответствие требованиям по безопасности.

Взаимосвязанными составляющими схемы обеспечения безопасности ИУС (рис. 1) являются:

- требования стандартов по безопасности, включая требования к ИУС и их компонентам, а также требования к методам разработки, верификации и оценки;
- процессы разработки и верификации ИУС, а также другие процессы жизненного цикла (ЖЦ);
- продукты разработки (компоненты ИУС).

Таким образом, структурная схема обеспечения безопасности ИУС может быть представлена в виде трехмерного пространства (куба), как на рис. 3.

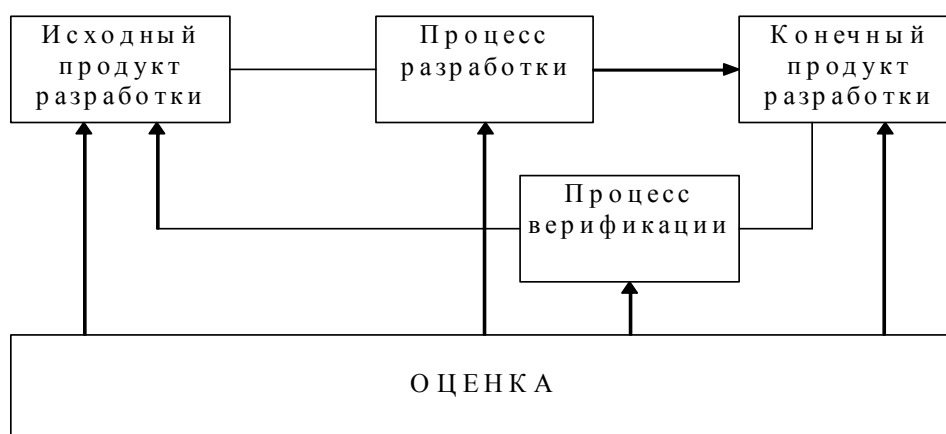


Рис. 2. Взаимосвязь процессов разработки, верификации и оценки ИУС



Рис. 3. Структура пространства обеспечения безопасности ИУС, представленная в виде куба «Требования и методы – Процессы – Продукты»

Системная модель оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ

Системная модель обеспечения и оценки безопасности ИУС ТККИ может быть разработана на основе проведенного анализа общей схемы обеспечения безопасности ИУС ТККИ. Проанализируем подробнее каждую из составляющих пространства обеспечения безопасности ИУС.

Что касается продуктов (компонент ИУС), их состав определяется спецификой конкретной ИУС. Как правило, в любой ИУС можно выделить про-

граммную и аппаратную составляющие, которые, в свою очередь могут иметь сложную структуру.

Для продуктов (программных, аппаратных и системных) необходимо учитывать специфические свойства, влияющие на обеспечения и оценку безопасности. К таким свойствам следует отнести:

- класс безопасности (степень влияния на безопасность ТККИ);
- апробированность;
- тип реализуемой многоверсионности (разнообразие);
- используемую элементную базу (для аппаратных средств);
- используемый язык разработки (для ПО).

Требования стандартов и методы их обеспечения включают:

- непосредственно требования по безопасности к ИУС и их компонентам;
- методы разработки;
- методы верификации;
- методы оценки.

Процессы включают разработку, верификацию, а также другие процессы ЖЦ ИУС (например, управление конфигурацией, обеспечение качества и т.д.). Основную роль в обеспечении безопасности играют процессы разработки и верификации. Каждому из этапов разработки может быть поставлен в соответствие аналогичный этап верификации. Стандартные этапы процессов разработки и верификации ИУС включают [16]: разработку требований, проектирование, реализацию, интеграцию, эксплуатацию и сопровождение.

Такие же этапы могут быть реализованы для программных и аппаратных компонент ИУС. Кроме того, при оценке обеспечения и оценки безопасности ИУС необходимо учитывать специфику прикладной отрасли, в которой применяется ТККИ.

Изложенные выше соображения служат основой для разработки системной модели обеспечения и оценки безопасности ИУС ТККИ. К такой модели

выдвигаются следующие требования:

- полнота – модель должна охватывать все аспекты обеспечения и оценки безопасности ИУС ТККИ;
- наглядность – модель должна обеспечивать удобство анализа и восприятия объектов прикладной области;
- универсальность – модель должна учитывать любые свойства входящих в нее объектов;
- практичность – модель должна позволять анализировать конкретные архитектуры ИУС ТККИ и результаты их применения;
- открытость – возможность учета в модели новых теоретических и прикладных результатов;
- автоматизируемость – возможность автоматизации основных операций с моделью, целесообразность которой вытекает из значительной сложности описываемой прикладной области.

Проведенный анализ показал, что наиболее подходящей для описания исследуемой области является модель «сущность-связь» или «Entity-Relationship» (сокращенно ER-модель), широко применяемая для разработки баз данных. Данная модель оперирует следующими базовыми понятиями [17]:

- сущность, с помощью которой моделируется класс однотипных объектов;
- связь – бинарная ассоциация, моделирующая соотношения и взаимодействия между сущностями.

ER-модель для прикладной области оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ приведена на рис. 4. Для каждой из шести сущностей ER-модели установлен набор атрибутов, состав которых был обсужден выше. Тип всех связей на рис. 4 установлен как «многие-ко-многим» (см. табл. 1). Объекты, включаемые в состав ER-модели, могут иметь сложную многоуровневую структуру, например, представлять собой набор моделей, поддерживающих применение того или иного метода.

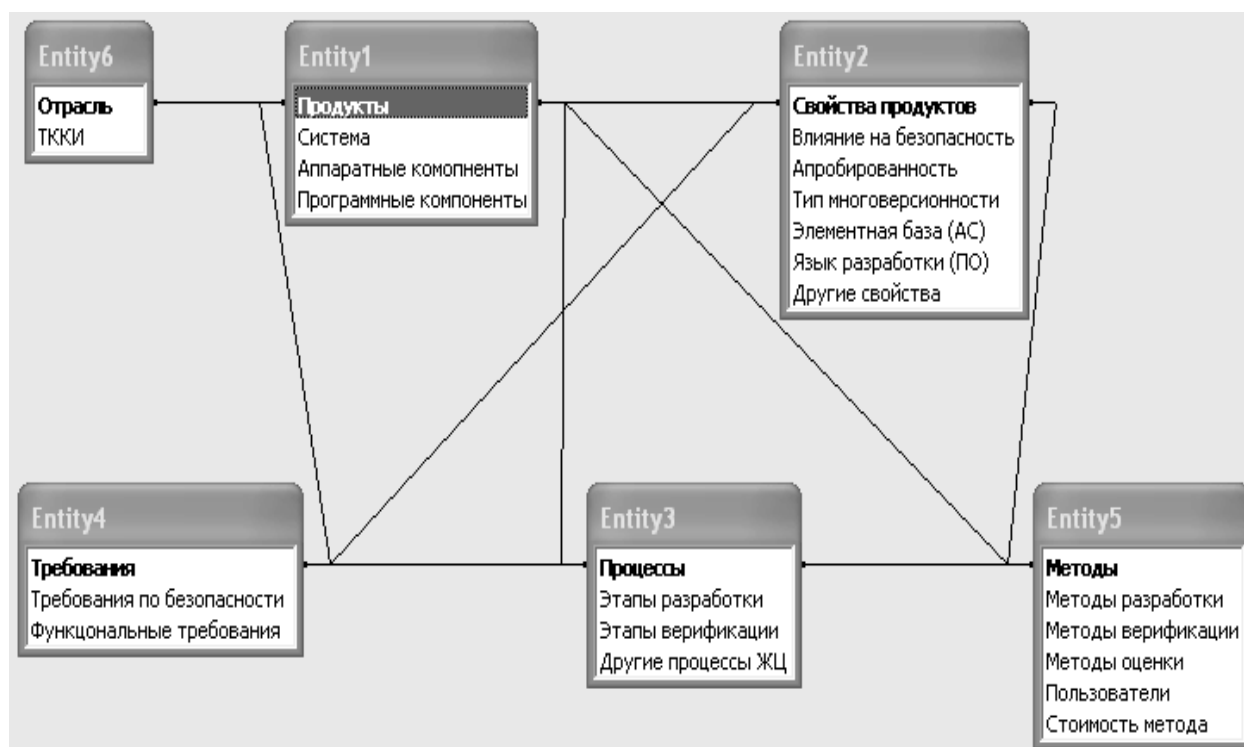


Рис. 4. ER-модель оценки и обеспечения безопасности ИУС

Таблица 1

Структура связей между сущностями ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС

	Entity1	Entity2	Entity3	Entity4	Entity5	Entity6
Entity1		+	+	+	+	+
Entity2	+			+	+	
Entity3	+			+	+	
Entity4	+	+	+			
Entity5	+	+	+			
Entity6	+					

ER-модель на рис. 4 построена в нотации Microsoft Access. Поскольку в ER-модели имеется значительное количество связей, целесообразно дополнительно привести таблицу связей между сущностями ER-модели. В табл. 1 знаком «+» обозначены те ячейки на пересечении n -х строк и m -х столбцов таблицы, которые соответствуют связям между n -ми и m -ми сущностями.

Применение операций реляционной алгебры для ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС

Над элементами ER-модели может быть выполнен ряд операций реляционной алгеброй, которая включает в себя операции над отношениями.

Определение 1. n -арным отношением R (множеством кортежей) называют подмножества декартова произведения $D_1 \times D_2 \times \dots \times D_n$ множеств атрибутов (доменов) $D_1, D_2, \dots, D_n$.

Отношением R в ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ является множество продуктов, соответствующих ИУС либо ее составной части, и относящихся к ним свойств, процессов, методов, требований и отраслей, комбинируемых в любом составе.

Определение 2. Схемой отношения S_R является перечень имен атрибутов данного отношения с указанием домена, которому они относятся: $S_R = (A_1, A_2, \dots, A_n), A_i \subseteq D_i$.

Реляционная алгебра включает четыре теоретико-множественные операции (объединение, пересечение, разность и расширенное декартово произведение), а также четыре специальные операции (фильтрация, проектирование, условное соединение и деление). Проведенный анализ показал, что теоретико-множественные операции реляционной алгебры могут быть применены к ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ в полном объеме, а из специальных операций целесообразно применение фильтрации.

Дадим формальное определение и интерпретацию операциям реляционной алгебры, применимой к ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ.

1. Объединение. Результатом данной операции является отношение, содержащее множество кортежей, принадлежащих либо первому, либо второму исходным отношениям, либо обоим отношениям одновременно.

$$R1 \cup R2 = \{ r \mid r \in R1 \vee r \in R2 \},$$

где $R1 = \{ r1 \}$, $R2 = \{ r2 \}$ – исходные отношения;

$r1, r2$ – кортежи исходных отношений;

r – кортеж отношения, полученного в результате выполнения операции.

Операция объединения в ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ применяется для интеграции составных компонент и системы в целом из компонент нижнего уровня.

2. Пересечение. Результатом данной операции является отношение, содержащее множество кортежей, принадлежащих и первому, и второму исходным отношениям.

$$R1 \cap R2 = \{ r \mid r \in R1 \wedge r \in R2 \}.$$

Операция пересечения в ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ применяется для выделения в составных компонентах или в системах общих компонент нижнего уровня.

3. Разность. Результатом данной операции является отношение, содержащее множество кортежей,

принадлежащих первому, и не принадлежащих второму исходным отношениям.

$$R1 \setminus R2 = \{ r \mid r \in R1 \wedge r \notin R2 \};$$

$$R2 \setminus R1 = \{ r \mid r \in R2 \wedge r \notin R1 \}.$$

В отличие от других теоретико-множественных операций, операция разности не является коммутативной, т.е. ее результат зависит от порядка аргументов. Операция разности в ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ применяется для выделения в составных компонентах или в системах различных компонент нижнего уровня.

4. Расширенное декартово произведение. Результатом данной операции является отношение, со схемой, содержащей схемы исходных отношений, и содержащее множество кортежей, полученных сцеплением каждого кортежа первого исходного отношения с каждым кортежем второго исходного отношения.

$$R1 \otimes R2 = \{ (r1, r2) \mid r1 \in R1 \wedge r2 \in R2 \};$$

$S_{R1} = (A_1, A_2, \dots, A_n)$, $S_{R2} = (B_1, B_2, \dots, B_m)$ – схемы исходных отношений;

$S_R = (A_1, A_2, \dots, A_n, B_1, B_2, \dots, B_m)$ – схема отношения, полученного в результате выполнения операции.

Операция расширенного декартова произведения в ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ применяется для поиска всего множества вариантов свойств, процессов, методов, требований и отраслей, относящихся к множеству продуктов, соответствующих ИУС либо ее составной части.

5. Фильтрация. Результатом данной операции является отношение, содержащее те кортежи из исходного отношения, для которых истинно условие фильтрации (выбора)

$$R[a(r)] = \{ r \mid r \in R \wedge a(r) = \text{“ИСТИНА”} \},$$

где a – булевское выражение, составленное из термов сравнения с помощью операторов булевой алгебры.

Операция фильтрации в ER-модели оценки и

обеспечения безопасности ИУС ТККИ применяется для поиска отношений, соответствующих определенным условиям применения ИУС.

Следует отметить, что в классической ER-модели отношения, как правило, принадлежат к одной сущности. В разработанной модели отношения являются более динамическими и могут строиться для каждого конкретного случая путем одновременного использования доменов и атрибутов, входящих в состав разных сущностей. Поэтому, для ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ целесообразно применение дополнительной операции, которая не входит в состав операций классической реляционной алгебры. В качестве такой операции предлагается использовать операцию вертикального объединения доменов.

6. Вертикальное объединение. Результатом данной операции является отношение, содержащее множество доменов, принадлежащих либо первому, либо второму исходным отношениям, либо обоим отношениям одновременно

$$R1 \oplus R2 = \{ (r1, r2) \mid r1 \in R1 \vee r2 \in R2 \}.$$

Операция вертикального объединения в ER-модели оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ применяется для интеграции в составе одного отношения множества продуктов, соответствующих ИУС либо ее составной части, и относящихся к ним свойств, процессов, методов, требований и отраслей.

Исходя из структуры полученной ER-модели для каждой из специфических компонент ИУС, а также для ИУС в целом может быть предложена следующая последовательность действий по оценке и обеспечению безопасности:

- анализ требований стандартов к ИУС и ее компонентам;
- анализ методов разработки ИУС и ее компонент, выбор и применение методов разработки;
- анализ методов верификации ИУС и ее компонент, выбор и применение методов верификации;

– анализ методов оценки ИУС и ее компонент, исходя из процессов их разработки и верификации, выбор и применение методов оценки.

Специфическими продуктами, методология оценки и обеспечения безопасности которых недостаточно освещена в литературе, являются [6]:

- многокомпонентное ПО;
- автоматы с программируемой логикой (АПЛ) на базе программируемых логических интегральных схем (ПЛИС);
- ИУС, разработанные с использованием принципа версионной избыточности;
- ИУС, построенные на основе ранее разработанных программных и аппаратных компонент.

Структура действий по оценке и обеспечению безопасности для каждой из выделенных компонент также может быть описана в терминах ER-модели.

Формализация проблемы оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ

Исходя из структуры полученной ER-модели в формализованном виде проблема обеспечения и оценки безопасности ИУС ТККИ может быть сформулирована в виде задач анализа и синтеза.

Задача анализа. Имеется ИУС $S = \{HW, SW, A\}$, где HW – характеристики аппаратных средств; SW – характеристики ПО; A – архитектура (структура) ИУС.

Для заданной ИУС необходимо выбрать множество методов оценки $D_{ASS} = \{D_{ASSi}\}$, которые обеспечивают для системы наилучшее соотношение

$$\begin{cases} \text{Полнота оценки} \rightarrow \max; \\ C \leq C_{\text{доп.}}, \end{cases}$$

где Полнота оценки – степень охвата действиями по оценке всех процессов жизненного цикла для всех компонент ИУС в зависимости от их свойств и предъявляемых требований по безопасности;

$C_{\text{доп.}}$ – заданные (максимально допустимые) затраты на оценку безопасности ИУС.

Задача синтеза. Для ИУС $S = \{HW, SW, A\}$ брать множество методов разработки $D_{DEV} = \{D_{DEVi}\}$ и методов верификации $D_{VER} = \{D_{VERi}\}$, которые обеспечивают для системы наилучшее соотношение

$$\begin{cases} \text{Безопасность} \geq \text{Безопасность}_{\text{ДОП.}}; \\ C \rightarrow C_{\min}, \end{cases}$$

где $\text{Безопасность}_{\text{ДОП.}}$ – заданный (минимально допустимый) интегральный показатель безопасности ИУС;

C – стоимость ИУС.

Для достижения цели разработки теоретических основ оценки и обеспечения безопасности цифровых ИУС ТККИ должна быть решена совокупность следующих взаимосвязанных задач.

1. Исходной задачей исследования является разработка системной модели обеспечения и оценки безопасности многокомпонентных многоверсионных ИУС, построенных с использованием современных микропроцессоров и программируемой логики. Основой для решения данной задачи является предложенная в настоящей работе ER-модель обеспечения и оценки безопасности ИУС. Решение данной задачи должно включать разработку понятийного аппарата и моделей, позволяющих с единых методологических позиций описать структуру и свойства ИУС и ее компонент, процессы жизненного цикла ИУС, требования к продуктам и процессам, а также методы разработки, верификации и оценки.

Необходимость решения трех следующих задач вытекает из проведенного анализа специфических компонент, применение которых в составе ИУС ТККИ вносит дополнительные риски, и методология оценки и обеспечения безопасности которых недостаточно освещена в известной литературе [6].

2. Разработка методов анализа и синтеза многокомпонентного ПО с учетом требований по безопасности.

3. Разработка методов анализа и синтеза автоматов с программируемой логикой на базе ПЛИС с

учетом требований по безопасности.

4. Разработка методов анализа и синтеза многоверсионных многокомпонентных ИУС, построенных на основе ранее разработанных программных и аппаратных компонент, ПЛИС с учетом требований по безопасности.

5. Завершающей задачей, интегрирующей полученные результаты, является разработка информационной технологии поддержки экспертной оценки безопасности ИУС.

Заключение

В статье предложен системный подход к оценке и обеспечению безопасности ИУС ТККИ. Данный подход основан на разработке и применении ER-модели (модели «сущность-связь») оценки и обеспечения безопасности ИУС. Разработанная ER-модель позволяет установить связи между компонентами ИУС, их свойствами, процессами жизненного цикла, требованиями к процессам и продуктам, а также методами их разработки, верификации и оценки. Операции с отношениями, входящими в состав ER-модели, основаны на положениях реляционной алгебры.

Проведенное исследование позволило формализовать проблему оценки и обеспечения безопасности ИУС критического использования в виде задач анализа и синтеза. Сформулированы задачи, направленные на разработку теоретических основ оценки и обеспечения безопасности ИУС ТККИ, в том числе, и для компьютерных систем аэрокосмической техники [18, 19].

Дальнейшие исследования по разработке методологии решения научной проблемы оценки и обеспечения безопасности цифровых ИУС ТККИ целесообразно направить на разработку системной модели рисков, возникающих при использовании новых информационных технологий в критических отраслях [6, 18, 19].

Литература

1. Ястребенецкий М.А., Васильченко В.Н., Виноградская С.В. и др. Безопасность атомных станций: информационные и управляющие системы. – К.: Техника, 2004. – 472 с.
2. Takala J. Global estimates of fatal occupational accidents // Proceeding by 16th International Conference of Labour Statistic. – Geneva: International Labour Office. – 1998. – P. 23 – 37.
3. Ушаков Д.И. Толковый словарь русского языка. – М.: ОГИЗ, 1935. – Т. 1. – 1564 с.
4. Webster's new world dictionary. – 3rd college edition. – Prentice hall, 1991.
5. Смит Д., Симпсон К. Функциональная безопасность. Простое руководство по применению стандарта МЭК 61508 и связанных с ним стандартов. – М.: Издательский Дом «Технологии», 2004. – 208 с.
6. Харченко В.С., Ястребенецкий М.А., Скляр В.В. Новые информационные технологии и безопасность информационно-управляющих систем АЭС // Ядерная и радиационная безопасность. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 19 – 28.
7. Харченко В.С., Скляр В.В., Тарасюк О.М. Безопасность аэрокосмической техники и надежность компьютерных систем // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 1 (9). – С. 66 – 80.
8. CoVan J. Safety Engineering. – New York: J. Wiley, 1994. – 233 p.
9. King J. Safety in the process industries. – London, Boston: Butterworth-Heinemann, 1990. – 762 p.
10. Vincoli J. Basic guide to system safety. – New York: Van Nostrand Reinhold, 1993. – 194 p.
11. Avizienis A. Fault-tolerance: the survival attribute of digital systems // IEEE Transactions of Computers. – 1978. – V. 66, N 10. – P. 1109 – 1026.
12. Laprie J.-C. Dependability Handbook. LAAS Report n 98-346. – Toulouse: Laboratory for Dependability Engineering, 1998. – 365 p.
13. Leveson N. Safeware: System Safety and Computers. – Addison-Wesley, 1995. – 399 p.
14. Харченко В.С. Теоретические основы дефе-
тоустойчивых цифровых систем с версионной избы-
точностью. – Х.: ХВУ, 1996. – 506 с.
15. Ястребенецкий М.А., Иванова Г.М. Надеж-
ность автоматизированных систем управления тех-
нологическими процессами. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 264 с.
16. Харченко В.С., Скляр В.В., Тарасюк О.М. Методы моделирования и оценки качества и надеж-
ности программного обеспечения. – Х.: НАКУ
«ХАИ», 2004. – 159 с.
17. Карпова Т.С. Базы данных: модели, разработ-
ка, реализация. – СПб.: Питер, 2001. – 304 с.
18. Мамедли Э.М., Соболев Н.А. Концепция
обеспечения отказоустойчивости СУ и безопасности
экипажа «Шаттл» // Зарубежная радиоэлектроника. –
1986. – № 8. – С. 19 – 32; № 9. – С. 21 – 34.
19. Харченко В.С., Скляр В.В., Тарасюк О.М. Анализ рисков аварий для ракетно-космической
техники: эволюция причин и тенденций // Ра-
діоелектронні і комп'ютерні системи. – 2003. –
№ 3. – С. 135 – 149.

Поступила в редакцию 25.10.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Краснобаев,
Харьковский национальный технический универси-
тет сельского хозяйства им. П. Василенко.

Научное наследие профессора И.Г. Немана (1903 – 1952)

Предисловие редколлегии журнала

В предыдущем номере журнала опубликовано первое сообщение^{*)} по материалам докторской диссертации И.Г. Немана «Устойчивость бесконечно длинной ортотропной пластины с наклонными главными направлениями упругости», защите которой помешала преждевременная смерть автора.

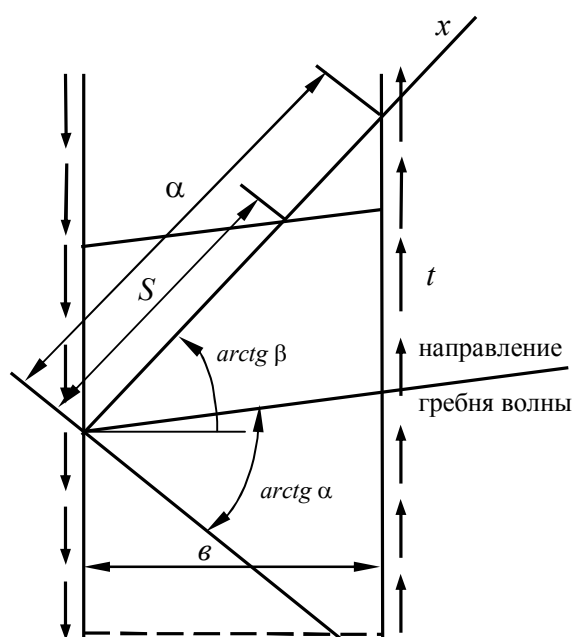


Рис. Бесконечно длинная ортотропная пластина под действием нагрузок q и t

Как и в первом сообщении, ниже изложены научные результаты И.Г. Немана, ранее нигде не публиковавшиеся, без купюр авторского текста.

Для удобства знакомства читателей с материалами второго сообщения без содержания первого, редколлегия журнала сочла необходимым повторно привести рисунок нагружения бесконечно длинной пластины с наклонно ориентированными главными направлениями упругости x и y .

Здесь, как и в предыдущей статье^{*)}, обозначено:

- β – тангенс угла наклона главного направления оси x к поперечному размеру пластины;
- α – тангенс угла наклона гребня волны к оси y ;
- a – отрезок оси x , заключенный между сторонами пластины;
- S – отрезок оси x , заключенный между гребнями двух соседних полуволн;
- K_q, K_t – безразмерные коэффициенты устойчивости при сжатии и сдвиге.

Встречающиеся в тексте статьи параметры, определенные автором в^{*)}, редколлегия сочла возможным приводить в сносках.

^{*)} Неман И.Г. Устойчивость бесконечно длинной ортотропной пластины с наклонными главными направлениями упругости. Часть I. Приближенный метод. Устойчивость пластины при одностороннем сжатии // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 5 (21). – С. 87 – 95.

УДК 629.7:534.1

И.Г. НЕМАН

Харьковский авиационный институт, Украина

УСТОЙЧИВОСТЬ БЕСКОНЕЧНО ДЛИННОЙ ОРТОТРОПНОЙ ПЛАСТИНЫ С НАКЛОННЫМИ ГЛАВНЫМИ НАПРАВЛЕНИЯМИ УПРУГОСТИ. ЧАСТЬ II. ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД. УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИНЫ ПРИ СДВИГЕ И СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ СЖАТИЯ И СДВИГА

Изложена реализация приближенного метода определения критических усилий в бесконечно длинной ортотропной пластине с наклонными главными направлениями осей упругости относительно действующих усилий при сдвиге и совместном действии сжатия и сдвига.

Результаты получены автором до 1946 года и до настоящего времени не были опубликованы.

устойчивость, бесконечно длинная ортотропная пластина, упругость, сжатие, сдвиг, критические усилия, приближенный метод.

§1. Случай действия касательной нагрузки

В случае действия изолированной касательной нагрузки дифференциальное уравнение равновесия принимает вид^{*}:

$$K_t = (2\sqrt{(1+s\beta^2+T\beta^4)}(1+s\alpha^2+T\alpha^4) + 6+s\beta^3-4s\beta\alpha+s\alpha^2+6T\alpha^2\beta^2)/(2(\beta+\alpha)(\beta\alpha-1)). \quad (1)$$

Приравняем нулю первую производную α :

$$\frac{\partial K_t}{\partial \alpha} = \left[2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} \left[1-2\beta\alpha-\beta^2 - s\beta\alpha(1+\alpha^2) + T\alpha^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\alpha^2) \right] + 6(1-2\beta\alpha-\beta^2) + s(5\beta^2-\alpha^4+5\beta^2\alpha^2 - \beta^4-2\beta\alpha-2\beta^3\alpha) + 6T\beta^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\alpha^2) \right] / (2(\beta+\alpha)^2(\beta\alpha-1)^2) = 0. \quad (2)$$

Из этого уравнения находим α , соответствующее заданному β . Определяем $\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha^2}$ (уравнение

^{*}) уравнение равновесия, полученное автором, приведено в предыдущей публикации журнала. В (1) обозначено: $s = 2(D_{xy}/D_x)$, $T = D_y/D_x$, где D_x – максимальная жесткость пластины в направлении оси x ; D_y – минимальная жесткость пластины в направлении оси y ; $D_{xy} = 2D_k + \mu_x D_y + \mu_y D_x$, D_k – жесткость кручения, μ_x , μ_y – коэффициенты Пуассона.

(6), см. ниже). Если $\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha^2}$ положительно, то вставив β и соответствующее ему из уравнения (2) α в выражение (1), получаем коэффициент критической касательной нагрузки K_t .

Заметим, что каждому β с соответствующими ему α , $\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha^2}$, $K_{t \min}$ сопутствует $-\beta$ с соответ-

ствующими $-\alpha$, $-\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha^2}$ и K_t с одинаковыми абсолютными значениями. $-K_t$ является максимум в отрицательной области значений касательных нагрузок. То есть это критическая нагрузка сдвига противоположного направления с K_t при зеркальном отображении главных жесткостей относительно геометрической оси пластины. Инженерно оба случая равноценны.

В дальнейшем будем рассматривать только одно значение β и соответственно искать K_t критическое как минимум функции K_t .

Для нахождения $K_{t \max}$ и $K_{t \min}$ коэффициентов критической нагрузки и соответствующих им

наклонов главного направления мы к уравнению (2)

добавляем уравнение $\frac{\partial K_t}{\partial \beta} = 0$, что дает:

$$\left(2\sqrt{\frac{1+s\alpha^2+T\alpha^4}{1+s\beta^2+T\beta^4}} [1-2\beta\alpha-\alpha^2 - s\beta\alpha(1+\beta^2) + T\beta^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\beta^2)] + \right. \\ \left. + 6(1-2\beta\alpha-\alpha^2) + s(5\alpha^2-\beta^2+5\beta^2\alpha^2 - \alpha^4-2\beta\alpha-2\beta\alpha^3) + 6T\alpha^2(\beta^2\alpha^2 - \right. \\ \left. - 2\beta\alpha-\beta^2) \right) / (2(\beta+\alpha)(\beta\alpha-1))^2 = 0. \quad (3)$$

Рациональные члены уравнения (2) и (3) переносим в правую сторону и, разделив первое уравнение на второе, получим:

$$\begin{aligned} & (1+s\beta^2+T\beta^4) [1-2\beta\alpha-\beta^2 - \\ & - s\beta\alpha(1-\alpha^2) + T\alpha^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\alpha^2)] \times \\ & \times \{ 6(1-2\beta\alpha-\beta^2) + s[5\alpha^2-\beta^2+5\beta^2\alpha^2 - \alpha^4 - \\ & - 2\beta\alpha(1+\alpha^2)] + 6T\alpha^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\beta^2) \} - \\ & - (1+s\alpha^2+T\alpha^4) [1-2\beta\alpha-\alpha^2 - s\beta\alpha(1+\beta^2) + \\ & + T\beta^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\beta^2)] \times \\ & \times \{ 6(1-2\beta\alpha-\alpha^2) + s[5\beta^2-\alpha^2 + \\ & + 5\beta^2\alpha^2-\beta^4-2\beta\alpha(1+\beta^2)] + \\ & + 6T\beta^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\alpha^2) \} = 0. \quad (4) \end{aligned}$$

После алгебраических операций уравнение (4) приведем к следующему виду:

$$\begin{aligned} & (\beta-\alpha)(\beta+\alpha)^3(\beta\alpha-1) \{ 4s+s^2(1- \\ & - \beta\alpha+\beta^2+\alpha^2) + s^3\beta\alpha(1+\beta\alpha) + \\ & + 12T(\beta^2+\alpha^2+\beta\alpha-1) + \\ & + 12T^2\beta\alpha[\beta^2+\alpha^2-\beta\alpha(\beta\alpha-1)] - \\ & - 4sT(\beta^2+\alpha^2-2\beta\alpha)(1+\beta\alpha) + \\ & + s^2T\beta\alpha[\beta\alpha(\beta\alpha-5) - (\beta^2+\alpha^2)] + \\ & + 4sT^2\beta^3\alpha^3 \} = 0. \quad (5) \end{aligned}$$

Это уравнение дает три возможных связи между β и α , в которые не входят S и T :

$$\beta - \alpha = 0; \quad \beta + \alpha = 0; \quad \beta\alpha - 1 = 0.$$

Фигурные скобки дают четвертую связь

$$f(s, T, \beta, \alpha) = 0.$$

Используя первую связь в уравнении (2), получим

$$8 - 24\beta^2 - 24T\beta^4 + 8T\beta^6 = 0.$$

Дискриминант этого кубического уравнения относительно β^2 больше нуля, что дает для β 3 вещественных корня:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \pm \sqrt{1 + 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos \frac{1}{3} \left(\arccos \sqrt{\frac{T}{1+T}} \right)}; \\ \beta_2 &= \pm \sqrt{1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos \left(60^\circ - \frac{1}{3} \arccos \sqrt{\frac{T}{1+T}} \right)}; \\ \beta_3 &= \pm \sqrt{1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos \left(60^\circ + \frac{1}{3} \arccos \sqrt{\frac{T}{1+T}} \right)}. \end{aligned}$$

Вторая связь дает нам уравнение

$$1 + (1+s)\beta^2 + (s+T)\beta^4 + T\beta^6 = 0.$$

Так как все его коэффициенты положительные, то β не имеет вещественных корней.

Третья связь приводит уравнение (2) к следующему виду:

$$\begin{aligned} & (1+\beta^2) \left[2\sqrt{(1+s\beta^2+T\beta^4)} \left(1 + \frac{s}{\beta^2} + \frac{T}{\beta^4} \right) + \right. \\ & \left. + 6 + \frac{s}{\beta^2} - 4s + s\beta^2 + 6T \right] = 0. \end{aligned}$$

Так как $s \neq 2$ и

$$6 + \frac{s}{\beta^2} - 4s + s\beta^2 + 6T > 6 - 2s + 6T > 0,$$

то данное уравнение дает только мнимые корни.

Рассмотрим полученные три корня $\beta_1, \beta_2, \beta_3$.

Докажем, что β_1 и β_3 вещественны, а β_2 — мнимый.

Рассмотрим их подкоренное выражение:

а) для β_1 оно положительное;

б) для β_2 оно отрицательное, действительно:

$$\begin{aligned} & 1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos \left(60^\circ - \frac{1}{3} \arccos \sqrt{\frac{T}{1+T}} \right) < \\ & < 1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos 60^\circ = 1 - \sqrt{\frac{1+T}{T}} < 0; \end{aligned}$$

в) для β_3 оно положительное, действительно, учитывая, что $\sin\left(\frac{1}{3}\arcsin x\right) \leq \frac{x}{2}$, получаем:

$$\begin{aligned} 1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos\left(60^\circ + \frac{1}{3}\arccos\sqrt{\frac{T}{1+T}}\right) = \\ = 1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \sin\left(\frac{1}{3}\arcsin\sqrt{\frac{T}{1+T}}\right) > \\ > 1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cdot \frac{1}{2}\sqrt{\frac{T}{1+T}} = 0. \end{aligned}$$

Таким образом, экстремумы получаем для двух значений β : β_1 и β_3 .

Чтобы выяснить, какие экстремумы K_t дают эти значения β , берем вторые производные от K_t . Нас интересует значение вторых производных только для наших корней. Входящие в их выражение члены, имеющие множителем числитель первой производной, равны нулю. Эти вторые производные отмечаем звездочкой. Они имеют в знаменателе знаменатель первой производной, а в числителе – производную ее числителя:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 K_e^*}{\partial \alpha^2} = & \left(2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} \left[\frac{-s\alpha-2T\alpha^3}{1+s\alpha^2+T\alpha^4} \times \right. \right. \\ & \times \left(1-2\beta\alpha-\beta^2-s\beta\alpha-s\beta\alpha^3+T\beta^2\alpha^4-2T\beta\alpha^3-T\alpha^4 \right) \Big] + \\ & + 2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} \left(-2\beta-s\beta-3s\beta\alpha^2 + \right. \\ & + 4T\beta^2\alpha^3-6T\beta\alpha^2-4T\alpha^3) - 12\beta-2s\alpha - \\ & - 2s\beta+10s\beta^2\alpha+-2s\beta^3+12T\beta^2(\beta^2\alpha- \\ & \left. -\beta-\alpha) \right) \Big/ 2(\beta+\alpha)^2(\beta\alpha-1)^2, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha \partial \beta} = & (2 \frac{s\beta+T\beta^3}{\sqrt{(1+s\beta^2+T\beta^4)(1+s\alpha^2+T\alpha^4)}} \times \\ & \times (1-2\beta\alpha-\beta^2-s\beta\alpha-s\beta\alpha^3+T\beta^2\alpha^4- \\ & - 2T\beta\alpha^3-T\alpha^4) + 2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} \times \\ & \times (-2\alpha-2\beta-s\alpha-s\alpha^3+2T\beta\alpha^4-2T\alpha^3) - \\ & - 12\alpha-12\beta+S(10\beta-2\alpha+10\beta\alpha^2- \\ & - 6\beta^2\alpha-4\beta^5)+12T(2\beta^3\alpha^2- \end{aligned} \quad (7)$$

$$-3\beta^2\alpha-\beta\alpha^2) \Big/ 2(\beta+\alpha)^2(\beta\alpha-1)^2.$$

Для разбираемых случаев $\alpha = \beta$. Поэтому:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha^2} = & \left(\beta \left[\frac{s\beta^2(1+\beta^2)(s+2T\beta^2)}{1+s\beta^2+T\beta^4} - \right. \right. \\ & - 8-3s+s\beta^2+10T\beta^4-22T\beta^2 \Big] \Big/ \\ & \left. / (2\beta)^2(\beta^2-1)^2, \right. \\ \frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha \partial \beta} = & \left(\beta \left[\frac{-s\beta^2(1+\beta^2)(s+2T\beta^2)}{1+s\beta^2+T\beta^4} - \right. \right. \\ & - 16+3s-s\beta^2-26T\beta^2+14T\beta^4 \Big] \Big/ \\ & \left. / (2\beta)^2(\beta^2-1)^2. \right. \end{aligned}$$

Знак $\frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha^2}$ получаем произведением знака β и знака множителя, стоящего в квадратных скобках.

Предварительно найдем пределы изменения величин β_1 и β_3 :

$$T < 1; \quad 0 < \sqrt{\frac{T}{1+T}} < \sqrt{\frac{1}{2}}.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} 0,965 = \cos 15^\circ > \cos\left(\frac{1}{3}\arccos\sqrt{\frac{T}{1+T}}\right) > \\ > \cos 30^\circ = 0,865 \end{aligned}$$

$$1+1,93\sqrt{\frac{1+T}{T}} > \beta_1^2 > 1+1,73\sqrt{\frac{1+T}{T}},$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{3}\sqrt{\frac{T}{1+T}} < \sin\left(\frac{1}{3}\arcsin\sqrt{\frac{T}{1+T}}\right) < \\ < 0,366\sqrt{\frac{T}{1+T}} \end{aligned}$$

$$\text{и} \quad \frac{1}{3} > \beta_3^2 > 0,268.$$

Вставив найденные предельные значения в квадратную скобку числителя $\frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha^2}$, убедимся, что она положительна при любом значении β_1 , и отрицательна при любом значении β_3 , а от их знака не зависит.

Отсюда заключаем, что для интересующего нас K_t , определяемого условием $\frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha^2}$, остаются только положительные значения β_1 и отрицательные β_3 .

Найдем знак дискриминанта:

$$\frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha^2} \cdot \frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \beta^2} - \left(\frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \alpha \partial \beta} \right)^2 = \left(24(-1 - 2T\beta^2 + T\beta^4) \left[2(1 - s + T) + (4s - s^2 - 4T)\beta^2 + (s^2 + 2sT - 2T - 6T^2)\beta^4 \right] \right) / \left((1 + s\beta^2 + T\beta^4)(\beta^2 - 1)^2 \right).$$

Первый множитель числителя положителен при $\beta = \beta_1$ и отрицателен при $\beta = \beta_3$.

Второй множитель – положителен при $\beta = \beta_3$. В этом случае дискриминант отрицателен. Отсюда следует, что β_3 дает K_t максимум.

При $\beta = \beta_1$ второй множитель может получать значения как положительное, так и отрицательное, в зависимости от значений s и T .

Этот множитель равен нулю при

$$S_0 = \left(1 - 2\beta_1^2 - T\beta_1^4 + \sqrt{(1 - 2\beta_1^2 - T\beta_1^4)^2 - r} \right) / \left(\beta_1^4 - \beta_1^2 \right) = f(t),$$

где $r = 2(1 + T - 2T\beta_1^2 - T\beta_1^4 - 3T^2\beta_1^4)(\beta_1^4 - \beta_1^2)$;

$$\beta_1^2 = \varphi(T) = 1 + 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos \frac{1}{3} \arccos \sqrt{\frac{T}{1+T}}.$$

При $S > S_0$ второй множитель положительный, при $S < S_0$ – отрицательный.

Отсюда следует, что при $S > S_0$ β дает $K_{t \min}$, а при $S < S_0$ – еще один K_t максимум. Но отсюда приходится делать вывод, что в случае $S < S_0$ имеются еще экстремальные (минимумы) значения функции K_t и, следовательно, соответствующие им значения β , которые являются корнями наших уравнений (2) и (3).

Эти корни должны удовлетворять связи, которую дает четвертый множитель уравнения (5).

Для нахождения этих дополнительных корней перемножаем уравнения (2) и (3). Получаем:

$$\begin{aligned} & 32 \left[1 - 4\beta\alpha + 5\beta^2\alpha^2 - (1 - 2\beta\alpha)(\beta^2 + \alpha^2) \right] + \\ & + 8s \left[-2\beta\alpha(1 - 2\beta\alpha + 7\beta^2\alpha^2) + \right. \\ & + (3 - 6\beta\alpha - \beta^2\alpha^2)(\beta^2 + \alpha^2) + \beta\alpha(\beta^2 + \alpha^2)^2 \left. \right] - \\ & - 4T \left[20\beta^2\alpha^2(1 - 4\beta\alpha + \beta^2\alpha^2) + \right. \\ & + (\beta^2 + \alpha^2)^3 - (1 - 4\beta\alpha + \beta^2\alpha^2)(\beta^2 + \alpha^2)^2 + \\ & + 4\beta\alpha(4 - 13\beta\alpha + 4\beta^2\alpha^2)(\beta^2 + \alpha^2) + \\ & + s^2 \left[12\beta^2\alpha^2(3 - 4\beta\alpha + 3\beta^2\alpha^2) + \right. \\ & + (\beta^2 + \alpha^2)^3 - (5 - 4\beta\alpha + 5\beta^2\alpha^2) \times \\ & \times (\beta^2 + \alpha^2) - 2\beta\alpha(4 - 6\beta\alpha + 4\beta^2\alpha^2) \times \\ & \times (\beta^2 + \alpha^2) \left. \right] + 32T^2\beta^3\alpha^3 \left[\beta\alpha(5 - 4\beta\alpha + \right. \\ & + \beta^2\alpha^2) + (2 - \beta\alpha)(\beta^2 + \alpha^2) \left. \right] - \\ & - 8sT\beta\alpha \left[2\beta^2\alpha^2(7 - 2\beta\alpha + \beta^2\alpha^2) + \right. \\ & + \beta\alpha(1 + 6\beta\alpha - 3\beta^2\alpha^2) - (\beta^2 + \alpha^2)^2 \left. \right] = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Приравняв нулю множитель в фигурных скобках уравнения (5), получаем

$$\begin{aligned} & \beta^2 + \alpha^2 = (4s + s^2(1 - \beta\alpha) - \\ & - s^3\beta\alpha(1 + \beta\alpha) + 12T(\beta\alpha - 1) + \\ & + 12T^2\beta^2\alpha^2(\beta\alpha - 1) + \\ & + 8sT(1 + \beta\alpha)\beta\alpha + sT^2\beta^2\alpha^2(\beta\alpha - s) + \\ & + 4sT^2\beta^3\alpha^3) / (s^2T\beta\alpha + 4sT(1 + \beta\alpha) - \\ & - 12T^2\beta\alpha - 12T - s^2). \end{aligned} \quad (9)$$

Вставив в эти уравнения конкретные значения s и T и заменив в уравнении (8) $\beta^2 + \alpha^2$ выражением (9), получаем уравнение не выше 9^й степени относительно $\beta\alpha$. Определив β и α , проверяем, удовлетворяют ли они условиям $\frac{\partial K_t}{\partial \alpha} = 0$ и $\frac{\partial K_t}{\partial \beta} = 0$. По-

том отбираем те из них, которые дают $\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha^2} > 0$ и проверяем знак дискриминанта

$$\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha^2} \frac{\partial^2 K_t}{\partial \beta^2} - \left(\frac{\partial^2 K_t}{\partial \alpha \partial \beta} \right)^2.$$

Заметим, что всякой паре значений $\beta = a$ и $\alpha = a_1$, удовлетворяющей нашим условиям, сопутствует пара $\beta = b$ и $\alpha = a_1$, дающая ту же величину $\beta\alpha$. Отсюда следует требование, чтобы

$$\frac{\partial^2 K_t^*}{\partial \beta^2} > 0.$$

Отсюда следует вывод, что коэффициент критической касательной нагрузки K_t , принимая различные значения при различных наклонах главного направления, имеет максимальное значение при

$$\beta_3 = -\sqrt{1 - 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \sin\left(\frac{1}{3} \arcsin \sqrt{\frac{T}{1+T}}\right)} \quad (10)$$

и минимальное значение при

$$\beta_1 = \sqrt{1 + 2\sqrt{\frac{1+T}{T}} \cos\left(\frac{1}{3} \arccos \sqrt{\frac{T}{1+T}}\right)}, \quad (11)$$

если $S > S_0$.

Если $S < S_0$, то β_1 дает второе значение $K_{t\max}$, которое меньше значения $K_{t\max}$ при β_3 , а $K_{t\min}$ определяется другими значениями, которые находятся из уравнений (8) и (9).

Для значений β_3 и β_1 значения K_{t_3} имеют следующее выражение:

$$K_{t_3} = \frac{2(1+T\beta^4)}{\beta(\beta^2-1)}. \quad (12)$$

Отметим, что β_3 дает $5,65 \geq K_{t\max} > 5,2$ – верхнее значение для $\frac{D_y}{D_x} = 1$, нижнее – для $\frac{D_y}{D_x} = 0$.

§2. Совместное действие сжимающей и касательной нагрузок

В случае совместного действия сжатия со сдвигом принимаем $K_{t_c} = mK_{q_c}$, и тогда дифференциальное уравнение равновесия, полученное в (1), записываем в следующем виде:

$$K_{q_c} = \left(2\sqrt{(1+s\beta^2+T\beta^4)}(1+s\alpha^2+T\alpha^4) + 6+s\beta^2-4s\beta\alpha+s\alpha^2+6T\beta^2\alpha^2 \right) / \left((\beta+\alpha)^2 + m2(\beta+\alpha)(\beta\alpha-1) \right). \quad (13)$$

Приравняем нулю первую производную по α :

$$\begin{aligned} \frac{\partial K_q}{\partial \alpha} = & \left(\left[2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} (s\alpha+2T\alpha^3) - 4s\beta+2s\alpha+12T\beta^2\alpha^2 \right] \left[(\beta+\alpha)^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. +2m(\beta+\alpha)(\beta\alpha-1) \right] - \right. \\ & \left. - \left[2\sqrt{(1+s\beta^2+T\beta^2)}(1+s\alpha^2+T\alpha^4) + 6+s\beta^2-4s\beta\alpha+6T\beta^2\alpha^2 \right] \left[2(\alpha+\beta) + \right. \right. \\ & \left. \left. +2m(2\beta\alpha-1+\beta^2) \right] \right) / \\ & \left. / \left[(\beta+\alpha)^2 + 2m(\beta+\alpha)(\beta\alpha-1) \right]^2 = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Из этого уравнения находим α , соответствующее заданному β , при принятом значении $m = t/q$.

Рассмотрим взаимозависимость K_{q_c} и K_{t_c} при совместном действии сжатия и сдвига.

Для практических целей необходимо иметь связь между K_{q_c} и K_{t_c} при любом наклоне главного направления упругости.

Для составления такой зависимости разрешаем уравнение (14) относительно m :

$$\begin{aligned} m = & \left(\left[\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} (2-s\beta\alpha+s\alpha^2 - \right. \right. \\ & \left. \left. -2T\beta\alpha^3) + 3(2-s\beta\alpha+s\beta^2-2T\beta^3\alpha) \right] \times \right. \\ & \left. \times (\beta+\alpha) \right) / \left(2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} \times \right. \\ & \left. \times \left[1-2\beta\alpha-\beta^2-s\beta\alpha(1+\alpha^2) + \right. \right. \\ & \left. \left. +T\alpha^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\alpha^2) \right] + R \right), \end{aligned} \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} R = & 6(1-2\beta\alpha-\beta^2) + s(5\beta^2-\alpha^2 + \\ & + 5\beta^2\alpha^2 - \beta^4 - 2\beta\alpha - 2\beta^3\alpha) + \\ & + 6T\beta^2(\beta^2\alpha^2 - 2\beta\alpha - \alpha^2). \end{aligned}$$

Вставив это значение m в уравнение (13), получаем K_{qc} и K_{tc} , выраженные через параметр α :

$$K_{qc} = \left(2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} \left[1-2\beta\alpha-\beta^2 - \right. \right. \\ \left. \left. -s\beta\alpha(1+\alpha^2)+T\alpha^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha-\alpha^2) \right] + \right. \\ \left. +6(1-2\beta\alpha-\beta^2)+s(5\beta^2-\alpha^2+5\beta^2\alpha^2 - \right. \\ \left. -\beta^4-2\beta^3\alpha)+6T\beta^2(\beta^2\alpha^2-2\beta\alpha - \right. \\ \left. -\alpha^2) \right) / \left(-(1+\beta^2)(\beta+\alpha)^2 \right); \quad (16)$$

$$K_{tc} = \left(2\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+s\alpha^2+T\alpha^4}} (2-s\beta\alpha + \right. \\ \left. +s\alpha^2-2T\beta\alpha^3) + 3(2-s\beta\alpha+s\beta^2 - \right. \\ \left. -2T\beta^3\alpha) \right) / \left(-(1+\beta^2)(\beta+\alpha) \right). \quad (17)$$

Задавшись определенным β , вставляем в (16) и (17) значения α от α_β до $-\alpha_{-\beta}$, понимая под α_β значение, соответствующее критической нагрузке чистого сдвига.

Откладываем K_{qc} по вертикали и K_{tc} по горизонтали. Соединив точки плавной линией, получим график зависимости от K_{tc} для принятого β .

§3. β -оптимум – наивыгоднейшее отношение касательной нагрузки и сжимающей

В изотропных пластинах при совместном действии критические значения сжимающей и касательной нагрузок меньше, чем при изолированно действующей нагрузке.

В ортотропной пластине могут быть случаи повышения $q_{крит}$ при добавлении касательной нагрузки. Для нахождения условий, дающих повышение $q_{крит}$ совместного действия по сравнению с чистым сжатием, проанализируем влияние m . Для этого к уравнению (14) добавим еще уравнение

$$\frac{\partial K_{qc}}{\partial m} = 0. \text{ Получаем следующую зависимость:}$$

$$2(\beta+\alpha)(\beta\alpha-1)=0. \quad (18)$$

Условие $\beta+\alpha=0$ дает $K_{qc}=\infty$. Поэтому оно отпадает. Остается $\alpha=1/\beta$.

Вставив это значение α в уравнение (13) или (16) и в (17), получаем максимально возможное значение K_{qco} для данного β и соответствующее ему значение K_{tco} :

$$K_{qco} = \left(2\sqrt{\left(1+s\beta^2+T\beta^4\right)\left(1+\frac{s}{\beta^2}+\frac{T}{\beta^4}\right)} + \right. \\ \left. +6+s\left(\beta^2-4+\frac{1}{\beta^2}\right)+6T \right) / \left(\beta+\frac{1}{\beta} \right)^2, \quad (19)$$

$$K_{tco} = \left(\sqrt{\frac{1+s\beta^2+T\beta^4}{1+\frac{s}{\beta^2}+\frac{T}{\beta^4}}} \left(2-s+\frac{s}{\beta^2}-\frac{2T}{\beta^2} \right) + \right. \\ \left. +3\left(2+s\beta^2-s-2T\beta^2 \right) \right) / \left(-\beta\left(\beta+\frac{1}{\beta} \right)^2 \right). \quad (20)$$

При $D_y < D_{xy} < D_x$ числитель выражения K_{tco} всегда положительный.

Отсюда $Sign K_{tco} = -Sign \beta$, т.е. касательная нагрузка должна быть приложена под тупым углом к главному направлению упругости.

Докажем, что при этом

$$-\beta(\beta^2-1)6(1-s+T) \times K_{qco} > K_{qиз}.$$

Для $K_{qиз}$ мы получаем, как минимум выражение,^{*)}

$$K_q = \left(2\sqrt{\left(1+s\beta^2+T\beta^4\right)\left(1+s\alpha^2+T\alpha^4\right)} + \right. \\ \left. +6+s\beta^2-4s\beta\alpha+s\alpha^2+6T\alpha^2\beta^2 \right) / (\beta+\alpha)^2. \quad (21)$$

K_{qco} получаем, приняв $\alpha\beta=1$ в выражении (13).

Но последнее условие обращает в тождество уравнения (21) и (13). Значит, $K_{qиз}$ мы получаем как абсолютный минимум, а K_{qco} получаем как условный минимум (связь $\alpha\beta=1$) одного и того же вы-

^{*)} Это выражение получено автором в предыдущей публикации данного журнала: см формулу (13) этой публикации (прим. ред.).

ражения. Отсюда и следует написанное выше неравенство.

Это неравенство верно не только для одного значения $K_{t_{c0}}$, но и для близких к нему значений K_{t_c} .

На этом основании формулируем следующее:

В бесконечно-длинной ортотропной пластине с наклонным главным направлением упругости, нагруженной сжимающей нагрузкой, при добавлении касательной нагрузки, действующей под тупым углом к главному направлению упругости, мы в некотором диапазоне касательной нагрузки получаем критическую нагрузку сжатия большую, чем в случае изолированного сжатия.

Найдем условие, при котором получается максимально возможная критическая сила сжатия.

K_{qc0} является функцией одного неизвестного β уравнения (19).

Берем $\frac{dK_{qc0}}{d\beta} = 0$:

$$\begin{aligned} \frac{dK_{qc0}}{d\beta} = & \left(-\beta(\beta^2 - 1) \left[2\beta^2(1 + s^2 + T^2) + \right. \right. \\ & \left. \left. + s(1 + T)(\beta^2 - 1)^2 - 4T(\beta^4 + \beta^2 - 1) \right] - \right. \\ & \left. - \beta(\beta^2 - 1)6(1 - s + T) \times \right. \\ & \left. \times \sqrt{(1 + s\beta^2 + T\beta^4)(\beta^4 + s\beta^2 + T)} \right) / \left((\beta^2 + 1)^3 \times \right. \\ & \left. \times \sqrt{(1 + s\beta^2 + T\beta^4)(\beta^4 + s\beta^2 + T)} \right) = 0. \end{aligned} \quad (22)$$

Это уравнение имеет следующие вещественные корни: $\beta = \pm 1$; $\beta = 0$ и $\beta = \infty$.

Знак второй производной $\frac{d^2 K_{qc0}}{d\beta^2}$ для случаев $\beta = \pm 1$ и $\beta = 0$ одинаковый со знаком производной от числителя уравнения (22). Отсюда записываем:

$$\begin{aligned} \text{Sign} \frac{d^2 K_{qc0}}{d\beta^2} = & \text{Sign} \left\{ -(1 + s^2 + T^2) \beta^2 (10\beta^2 - \right. \\ & \left. - 6) - s(1 + T)(\beta^2 - 1)(7\beta^2 - 1) + \right. \\ & \left. + 4T(7\beta^6 - 6\beta^2 + 1) - 3(\beta^2 - 1) \times \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left. \times 6(1 - s + T) \sqrt{(1 + s\beta^2 + T\beta^4)(\beta^4 + s\beta^2 + T)} - \right. \\ & \left. - (6\beta^2(\beta^2 - 1) \left[2\beta^2(1 + s^2 + T^2) + s(1 + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + T)(3\beta^4 + 1) + 4T\beta^4 \right] \right) / \right. \\ & \left. / \left(\sqrt{(1 + s\beta^2 + T\beta^4)(\beta^4 + s\beta^2 + T)} \right) \right\}. \end{aligned} \quad (23)$$

При нахождении знака производной для $\beta = \infty$ учтем, что в каждом множителе уравнения (22) мы можем оставить только член с высшей степенью β , что превращает (для этого случая) уравнение (22) в следующее:

$$\begin{aligned} \left[\frac{6K_{qc0}}{d\beta} \right]_{\beta=\infty} = & \left(-\beta^3 [s(1 + T)\beta^4 - 4T\beta^4 + \right. \\ & \left. + 6(1 - s + T)\beta^4 \sqrt{T}] / (\beta^6 \sqrt{T} \cdot \beta^4) = \right. \\ & \left. = - \frac{s(1 + T) - 4T + 6(1 - s + T)\sqrt{T}}{\beta^3 \sqrt{T}}; \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Sign} \left[\frac{d^2 K_{qc0}}{d\beta^2} \right]_{\beta=\pm 1} = & \text{Sign} \left\{ -(1 + s^2 + T^2)4 - \right. \\ & \left. - 12(1 - s + T)(1 + s + T) + 8T \right\}. \end{aligned} \quad (24)$$

Для $\beta = \pm 1$ из уравнения (23) получаем:

$$\begin{aligned} \text{Sign} \left[\frac{6K_{qc0}}{d\beta} \right]_{\beta=\infty} = & \\ = & \text{Sign} \frac{3[s(1 + T) - 4T + 6(1 - s + T)\sqrt{T}]}{\beta^4 \sqrt{T}}. \end{aligned}$$

При встречающихся в практике значениях

$$\frac{D_{xy}}{D_x} < \sqrt{\frac{D_y}{D_x}} \text{ знак всегда отрицательный.}$$

Для $\beta = 0$ из уравнения (23) получаем:

$$\begin{aligned} \text{Sign} \left[\frac{d^2 K_{qc0}}{d\beta^2} \right]_{\beta=0} = & \\ = & \text{Sign} \left\{ -s(1 + T) + 4T + 6(1 - s + T)\sqrt{T} \right\}. \end{aligned}$$

При встречающихся в практике значения x

$$\frac{D_{xy}}{D_x} \text{ и } \frac{D_y}{D_x} \text{ знак } \frac{d^2 K_{qc0}}{d\beta^2} \text{ всегда положительный.}$$

Для $\beta = \infty$ из уравнения (24) получаем

$$\text{Sign} \left[\frac{d^2 K_{q_{c0}}}{d\beta^2} \right]_{\beta=\infty} =$$

$$= \text{Sign} \{ +s(1+T) - 4T + 6(1-s+T)\sqrt{T} \}$$

также всегда положительный.

Отсюда при $\beta = \pm 1$ имеем $K_{q_{c0}}$ – максимум,
при $\beta = 0$ и $\beta = \infty$ $K_{q_{c0}}$ – минимум.

Поставляя $\beta = 1$ в выражение (19), получаем:

$$K_{q_{c0} \max} = 2(1+T) = 2 \left(1 + \frac{D_y}{D_x} \right).$$

Если сравнить с критической силой сжатия при нормально направленном главном направлении, то получаем повышение ее в

$$2 \left(1 + \frac{D_y}{D_x} \right) / \left(\frac{2D_{xy}}{D_x} + 2\sqrt{\frac{D_y}{D_x}} \right) \text{ раза.}$$

При малых D_{xy}/D_x и D_y/D_x (случай тонкого листа, подкрепленного частыми высокими стрингерами) повышение критической нагрузки сжатия получается очень большим.

По выведенным формулам мы подсчитали коэффициенты критических нагрузок для трехслойной березовой фанеры, как для ортотропного материала, обладающего следующими физическими константами:

$$T = \frac{D_y}{D_x} = \frac{1}{12}; \quad S = \frac{2D_{xy}}{D_x} = 0,42.$$

(эти данные взяты из книги [1]).

Все подсчитанные нами случаи встречаются в практике, поэтому они одновременно являются и справочным материалом для инженерных расчетов (рис.1, 2).

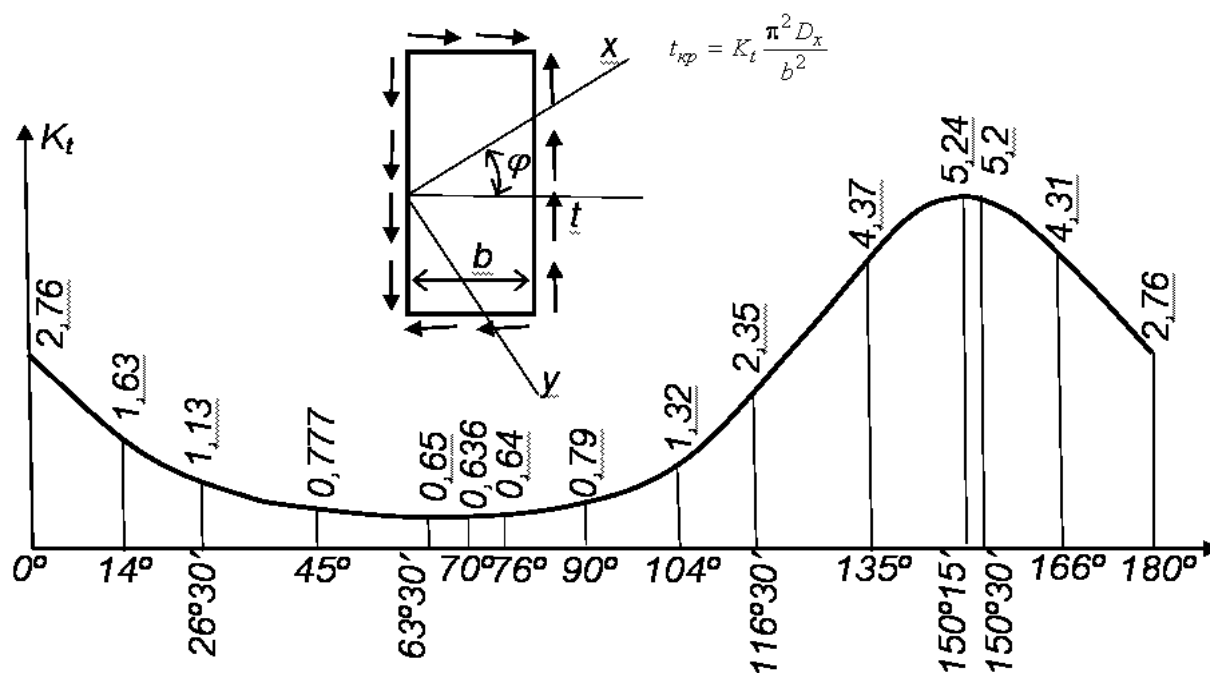


Рис. 1. Коэффициент критической силы при сдвиге

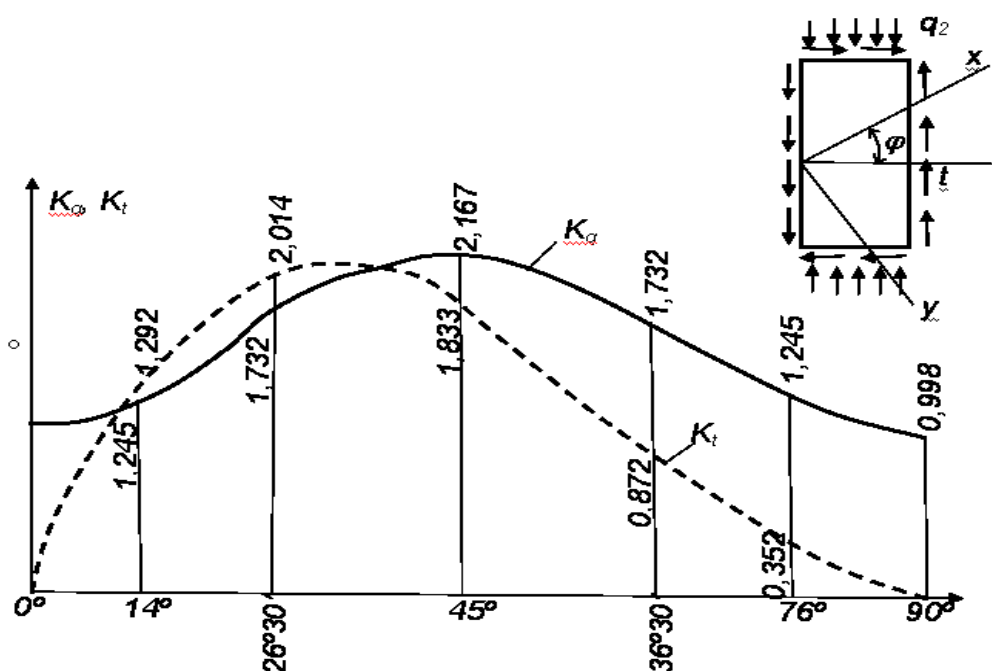


Рис. 2. Коэффициент критической силы K_q и K_t при совместном действии сжатия и сдвига

Выводы

1. Критическая нагрузка сжатия ортотропной пластины с наклонно-расположенной главной осью упругости, при совместном действии зависит не только от величины приложенной касательной нагрузки, но и от направления последней.

2. Касательная нагрузка определенной величины, приложенная под тупым углом к главному направлению упругости, дает критическую силу сжатия большую, чем при действии ее под острым углом (обратное направление).

3. Касательная нагрузка, приложенная под тупым углом в определенном диапазоне (величина последнего зависит от наклона главной оси), дает большую критическую силу сжатия, чем при изолированном сжатии.

4. Максимально возможная критическая нагрузка сжатия получается для главного направления, наклоненного под углом 45° . В этом случае повышение критической нагрузки сжатия получается в

$$\frac{2 \left(1 + \frac{D_y}{D_x} \right)}{\frac{2D_{xy}}{D_x} + 2\sqrt{\frac{D_y}{D_x}}} \text{ раза.}$$

При этом должна быть приложена касательная нагрузка под тупым углом величиной

$$t = 2 \left(1 - \frac{D_y}{D_x} \right) \frac{\pi^2 D_x}{6^2}.$$

Литература

1. Справочник авиаконструктора. Т. III. – М.: ЦАГИ, 1939.

АННОТАЦІИ

УДК 621.7.044

Мананков О.В. **Методи усунення втрати стійкості заготовки при штампуванні-витяжці деталей з плоских заготовок при імпульсному навантаженні** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 6 (22). – С. 5 – 9.

Проведено аналіз авіаційних деталей, отриманих з листової заготовки штампуванням-витяжкою. Встановлено види втрати стійкості заготовки. Проаналізовано заходи по боротьбі з втратою стійкості заготовки, які існують при статичному навантаженні, дано рекомендації щодо імпульсного навантаження. Визначено напрямки для подальших досліджень.

Іл. 3. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 621.7.044

Зайцев В.С., Мельничук О.П. **Обґрунтування конструктивної схеми енергетичного вузла в установках для гідродинамічного штампування на основі гідравлічної мультиплікації швидкості і використання явища гідравлічного удару** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 6 (22). – С. 10 – 15.

Особливості використання порошу у процесах гідродинамічного штампування викликає необхідність пошуку нових альтернативних джерел енергії, які здатні забезпечити швидкість снаряда понад 100 м/с. Доцільним і перспективним є розробка енергетичного вузла в установках для гідродинамічного штампування на основі мультиплікаційного розгону снаряда з реалізацією явища гідравлічного удару. Завданням снарядової початкової динаміки розгону здійснюється гідравлічною мультиплікацією швидкості при русі рідини в каналі, що звужується. Подальший розгін снаряда здійснюється шляхом надання йому додаткового імпульсу, обумовленого організацією на торці снаряда, що граничить з рідиною, явища гідравлічного удару, що приводить до збільшення швидкості і динаміки розгону снаряда. Принципово зовнішніми джерелами енергії можуть бути різні енергетичні системи.

Табл. 2. Іл. 1. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.822.5 : 539.3

Анофрієв В.Ю., Гецов Л.Б., Ножницький Ю.А. **Забезпечення міцнісної надійності коліс відцентрових компресорів з високоміцних сталей (частина 1)** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2005. – № 6 (22). – С. 16 – 23.

Розглядаються питання проектування і технології виготовлення великогабаритних зварних робочих коліс з високоміцних сталей з межею текучості 900 – 1000 МПа. Проводилися розрахунки напружено-деформованого стану різних варіантів коліс методом кінцевих елементів з використанням пакетів ANSYS і COSMOS і створена методика зіставлення результатів розрахунку із вимогами норм міцності,

UDC 621.7.044

Manankov O. **Methods of removal of loss of stability of purveyance at stamping-extraction of details from the flat semiss at the impulsive ladening** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 6 (22). – P. 5 – 9.

The analysis of the aircraft part produced by deep-drawing from sheet blanks is performed. The types of blank instability are defined. The measures for prevention of blank instability under static loading conditions are analyzed; the recommendations for pulse loading are developed. Directions for further researches are determined.

Fif. 3. Ref.: 11 items.

UDC 621.7.044

Zaytsev V., Melnichuk A. **Ground of structural sketch of power junction in plants for the hydrodynamic stamping on the basis of the hydraulic speed multiplication and use of the water-hammer phenomenon** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 6 (22). – P. 10 – 15.

The features of the use of gunpowder in the processes of the hydrodynamic stamping are caused by the necessity of search of new alternative power sources, providing speed of shell more than 100 m/s. There is an expediency and prosperity in power junction development for hydrodynamic stamping on the basis of multiplicative acceleration of the shell using water-hammer phenomenon. Giving the shell initial dynamic of acceleration is performing by means of hydraulic speed multiplication where the liquid is going through the convergent channel. Further acceleration of the shell is provided by applying extra impels, concentrated on the flank of the shell which border with liquid – water-hammer phenomenon and drives to speed and acceleration dynamics of the shell growth of. In principle the external sources of power could be different power systems.

Tabl. 2. Fig. 1. Ref.: 7 items.

UDC 621.822.5 : 539.3

Anofriev V., Getsov L., Nojnitsky Yu. **Roiving of durability reliability of wheels centrifugal compressors from height durable steels (Part 1)** // *Aerospace technic and technology.* – 2005. – № 6 (22). – P. 16 – 23.

The questions of planning and technology of making of the large size welded workers of wheels are examined from height durable steels with the limit of fluidity 900 – 1000 МПа1). the calculations of the tense deformed state of different variants of wheels by the method of eventual elements were conducted with the use of packages of ANSYS and COSMOS and the method of comparison of results of calculation is created with the re-

розробленими Невським машинобудівним заводом (НЗЛ) в 1977р. Розглядаються питання статичної і втомної міцності робочих коліс з використанням методики ЦНДІ «Прометей». Ресурс зварних робочих коліс відповідно до тих, що діють в РФ і за кордоном нормативними вимогами повинен підтверджуватися з урахуванням можливого зростання тріщин малоциклової втоми від дефектів, що не виявляються вживаними методами неруйнуючого контролю. Аналізується можливість утворення дефектів в процесі відпуску коліс для зняття напружень. Розглядаються критерії руйнування, які можуть бути покладені в основу створення сучасних норм міцності коліс із високоміцних сталей. Аналізуються результати розрахунків за допомогою пакетів ANSYS і COSMOS.

Табл. 7. Іл. 3. Бібліогр.: 4 назв.

УДК 629.5.01

Чернов С.К. Управління науковим виробництвом за допомогою реорганізації виробничих систем // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 6 (22). – С. 24 – 28.

Проведено аналіз ефективних структур та систем наукоємних виробництв, які існують у світовій практиці. Викладені базисні положення, від яких залежать особливості підходу до побудови організаційної структури інноваційного центру як підрозділу по створенню та ефективному впровадженню інновацій.

Іл. 1. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.7.044

Борисевич В.К., Бутко В.И., Шкалова А.В. Силові потоки при підводному вибуху в обмеженому просторі // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 6 (22). – С. 29 – 32.

Розглянуто питання моделювання підводного вибуху в ємності устаткування для об'ємного штампування деталей енергією вибуху бризантних вибухових речовин та визначений характер навантаження заготовки силовим полем що виникає.

Іл. 3. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 624.073

Карпов Я.С., Ставиченко В.Г. Визначення температурних прогинів закріплених шаруватих пластин систем // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 6 (22). – С. 33 – 41.

Розроблено методику визначення малих залишкових прогинів, які виникають при монтажі покороблених шаруватих пластин. Отримано розв'язок у подвійних тригонометричних рядах для прямокутних ортотропних пластин. Розглянуто можливості застосування методу Рітца-Тимошенко для наближеного визначення прогинів пластин з довільними армуванням, різними умовами закріплення країв, а також для пластин, які мають непрямокутну форму. У якості апроксимуючої функції, для реалізації методу Рітца-Тимошенко, було обрано поліном з

quirements of the norms of durability, developed by a Nevsky machine-building plant (NZL) in 1977. The questions of static and tireless durability of driving wheels are examined with the use of method CSRI «Prometheus». Resource of the welded workers of wheels in accordance with operating in Russian federation and abroad by the normative requirements must be confirmed taking into account possible growth|height| of cracks of little cycle fatigue from the defects not exposed by the applied methods of non-destructive control. Possibility of formation of defects is analysed in the process of vacation of wheels for the destressing. Criteria are examined destructions which can be fixed in basis of creation of modern norms of durability of wheels from height durable steels. The results of calculations are analysed by the packages of ANSYS and COSMOS.

Tabl. 7. Fig. 3. Ref.: 4 items.

UDC 629.5.01

Chernov S. Management of the science consuming enterprises by means of the production systems reorganization // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 6 (22). – P. 24 – 28.

Analysis of the effective structures and systems of the science consuming enterprises, existing in the world practice. The basic statements, which define the special approach to an innovation center structure as a department for innovations development and effective introduction.

Fig. 1. Ref.: 7 items.

UDC 621.7.044

Borisevitch V., Butko V., Shkalova A. Force flows at the underwater explosion in restricted space // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 6 (22). – P. 29 – 32.

It is considered the question of underwater explosion at the fitted capacity for the 3D parts forming by the energy of brisant explosives modeling and the character of the blank loading by appearing force field.

Fig. 3. Ref.: 6 items.

UDC 624.073

Karpov Y., Stavichenko V. Prediction of temperature bending flexures of supported laminated plates // Aerospace technic and technology. – 2005. – № 6 (22). – P. 33 – 41.

The technique of prediction of the small residual bending flexures, which appear at installation of laminated panels with thermal warpage, is developed. The solution in term of double trigonometrical series for rectangular orthotropic plates is derived. Capability of application of Ritz-Timoshenko method for the approximate prediction of bending flexures of plates, which have arbitrary reinforcement structures, different grip conditions at the edges, and also for the plates having non-rectangular shape is considered. As an approximation function, for implementation of Ritz-Timoshenko

невизначеними коефіцієнтами. Приведені зчислені приклади застосування запропонованих методів.
Табл. 1. Іл. 9. Бібліогр. 3 назв.

УДК 631.7.04–197:631:7.019.9

Повгородній В.О. **Визначальні випробування бортового обладнання на безвідмовність** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 42 – 45.

Розглядаються питання визначення показників надійності (безвідмовності) механічних конструкцій бортової апаратури вітчизняних та закордонних літаків в результаті випробувань. При проведенні визначальних випробувань розраховано об'єм скорочених визначальних та контрольних випробувань. Результати, що одержані за цією методикою, порівнюються з даними нормативно-технічних документів. Основні результати роботи знайшли промислове застосування в проектуванні нового приладового устаткування для літаків України.

Табл. 3. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 621.01

Дрягін Д.П. **Характеристики і властивості кінематичних ланцюгів з погляду їх контуроланковості** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 46 – 48.

Визначені сукупність множинно-топологічних характеристик закономірних контурів-ланок кінематичних ланцюгів. Розглянуті приклади контуроланкового аналізу консервативних ланцюгів з урахуванням явищ анігіляції (перетворення) у ланцюгах.

Іл. 3. Бібліогр.: 1 назва.

УДК 533.6.011.5

Базима Л.О., Кулешов В.І. **Чисельне та експериментальне дослідження обтікання циліндра з порожниною** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 49 – 54.

Проведено чисельне та експериментальне дослідження надзвукового обтікання циліндра з порожниною. Відносні глибини порожнини (L/D , D – діаметр циліндра) варіювалися в діапазоні від 0,3 до 1,6. Розглядався режим нев'язкого обтікання з числом Маху потоку, що набігає, рівним 3 і числом Рейнольдсу $> 10^6$. Чисельне моделювання проводилося в рамках моделі ідеального газу в двовимірній і тривимірній постановках. Експериментально встановлено, що для тіл з відносною глибиною порожнини рівної 0,4 спостерігається двомодовий режим пульсацій ударної хвилі. Порівняння експериментальних і чисельних даних показало гарну їхню відповідність.

Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр.: 12 назв.

УДК 532.528.5:621.671

Пилипенко О.В., Запольський Л.Г., Жулай Ю.А. **Розширення кордону області стійкості насосної системи живлення за допомогою встановлення**

method, the polynomial with unknown coefficients is used. Numerical examples of utilization of the proposed methods are presented.

Tabl. 1. Fig. 9. Ref. 3 items.

UDC 631.7.04–197:631:7.019.9

Povgorodny V. **Analysis of reliability's parameters of the airborne equipment** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 42 – 45.

The article devoted to problems of definition and study of reliability and probable operability of mechanical constructions of airborne hardware and structural parts of Ukraine's and foreign's aircrafts were applied. In tests of the airborne apparatus determine the volume of the cutting down definition's and control's tests. The results of this method compare with results by the experimental method. The main results of the work have been implemented in industrial production in developing new aircraft in Ukraine.

Tabl. 3. Ref.: 3 items.

UDC 621.01

Dryagin D. **Kinematic circuits characteristics and properties from the point of view of their contour-chaining** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 46 – 48.

The collections of topological characteristics of the regular contour-links of kinematic chains are defined. Examples of contour-link analyze of conservative chains with regard to effect annihilation (transformation) in the chains considered.

Fig. 3. Ref.: 1 item.

UDC 533.6.011.5

Bazyma L., Kuleshov V. **Numerical and experimental investigation of cylinder cavity flows** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 49 – 54.

The numerical and the experimental research of a supersonic flow past the cylinder with a cavity is carried out. Relative depth of a cavity (L/D , D – cylinder diameter) varied in a range from 0,3 up to 1,6. Experiments for Mach number $M=3$, Reynolds number $Re > 10^6$ and 2D, 3D numerical modeling were carried out in the given work. Shock wave be-modal pulsations have been experimentally found for depth of a cavity $L/D=0,4$. Comparison of the experimental and numerical data has shown their good conformity.

Tabl. 1. Fig. 5. Ref.: 12 items.

UDC 532.528.5:621.671

Pylypenko O., Zapolsky L., Gulai U. **Expansion of border of area of stability of the pump system of feed by setting of bypass damping pipeline with a**

байпасного демпфуючого трубопроводу з суперкаверною // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 55 – 62.

Представлено результати експериментального визначення кордону області стійкості насосної системи живлення за допомогою підключення байпасного демпфуючого трубопроводу з спеціально організованою в ньому суперкавітаційною порожниною. Показано, що вибір раціональних параметрів демпфуючого пристрою, який підключається до конкретної насосної системи, дозволяє суттєво розширити область її стійкої роботи по відношенню до низькочастотних кавітаційних автоколивань.

Іл. 6. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 519.654:620.178.16(045)

Ходак Н.А., Вишневський О.А., Давидов А.С. **Апроксимація експериментальних залежностей вдосконаленням нетрадиційним методом підвищеної точності з використанням програмно-комп'ютерних засобів моделювання** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 63 – 70.

Розглядаються питання процесу обробки експериментальних даних по залежностям абразивного зносу поверхонь конструкційних матеріалів гелікоптерних авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) та їх покриттів при нежорстко закріплених абразивних частинках і запропоновано нетрадиційний метод їх апроксимації підвищеної точності з використанням сучасних програмно-комп'ютерних засобів його моделювання.

Табл. 2. Іл. 10. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 681.31

Поляков Г.О., Онищенко В.В. **Композиційний синтез інтерфейсних вентильних схем цифрових пристроїв та їх візуалізація** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 71 – 78.

Описується алгоритм формального проектування вентильних схем паралельних цифрових пристроїв, змістом якого є перехід від функціональної схеми пристрою, представленої в числовому форматі, до числового формату загальної інтерфейсної вентильної схеми.

Іл. 3. Табл. 6. Бібліогр.: 8 назв.

УДК 261.395.62(035)

Солодовнік В.Ф., Удачин В.Г., Удачин Д.В. **Енергетичні показники радіотрас малої протяжності** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 79 – 83.

Існуючі системи радіозв'язку, організовані за стільниковим принципом, мають тенденцію до зменшення радіусу стільників. Така тенденція має ряд позитивних властивостей, але методи розрахунку таких трас малої протяжності в даний час не забезпечують необхідну точність. В статті запропонована методика розрахунку трас протяжністю до 1 км. Відповідно до запропонованої методики здійснюють

super cavity // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 55 – 62.

The results of experimental determination of border of area of stability of the pump system of feed are represented with connecting of bypass damping a pipeline with the super cavity specially organized in him. It is shown that choice of rational parameters of the damping device connected to the concrete pump system, allows substantially to extend the area of its steady work in relation to low-frequency cavitation self-oscillation.

Fig. 5. Ref.: 5 items.

UDC 519.654:620.178.16(045)

Hodak N., Vishnevsky O., Davydov A. **Approximation of experimental relations by advanced non-traditional method of extended precision with use of program computer tools of modelling** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 63 – 70.

Problems of handling process of experimental data of relations of an abrasive wear of constructional materials surfaces of helicopter air gas-turbine engine (gte) and their covers with not hard-mounted abrasive particles are considered and the non-traditional method of their approximation of extended precision with use of modern program computer tools of its modelling is offered.

Tabl. 2. Fig. 10. Ref.: 11 items.

UDC 681.31

Polyakov G., Onishenko V. **Composition synthesis of interfaces gate circuitry of digital devices and their visualization** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 71 – 78.

The algorithm of formal designing of the parallel digital device gate circuits is described. The algorithm contents is transition from device functional circuit, represented in numerical format, to common interface gate circuit numerical format.

Fig. 3. Tabl. 6. Ref.: 8 items.

UDC 261.395.62(035)

Solodovnik V., Udachin V., Udachin D. **Energy datums of radiolines of small range** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 79 – 83.

The existing systems of radio communication based on cellular principle are characterized by a tendency to reduce cell radius. Such tendency has several positive properties, but nowadays the methods of such line design of small range do not provide required accuracy for small range paths. In this paper a design procedure for lines with range up to 1 km is proposed. According to the proposed procedure, the rise of underlying

еквівалентний наземним перешкодам підйом підстилаючої поверхні наземного профілю радіотрас. В ході експериментальних досліджень підтверджена адекватність цієї методики.

Іл. 6. Табл. 2. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 681.324

Скляр В.В. **Оцінка та забезпечення безпеки інформаційно-керуючих систем критичного використання: елементи методології та формальні моделі** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 84 – 93.

Запропонований системний підхід до оцінки та забезпечення безпеки інформаційно-управляючих систем технічних комплексів критичного використання, оснований на застосування ER-моделі (моделі «суттєвість-зв'язок»).

Іл. 4. Табл. 1. Бібліогр.: 19 назв.

УДК 629.7:534.1

Неман І.Г. **Стійкість нескінченно довгої ортотропної пластини із похилими головними напрямками пружності. Частина II. Наближений метод. Стійкість пластини при зсуві та сумісній дії стиску та зсуву** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2005. – № 6 (22). – С. 95 – 103.

Викладено реалізацію наближеного методу визначення критичних зусиль у нескінченно довгої ортотропної пластини з нахиленими головними напрямками осей пружності відносно діючих зусиль при зсуві і сумісній дії стиснення і зсуву.

Результати отримані автором до 1946 року і до теперішнього часу не були опубліковані.

Іл. 2. Бібліогр.: 1 назва.

ground surface equivalent to ground obstacles is carried out. The adequacy of this approach is confirmed by experiments.

Fig. 6. Tabl. 2. Ref.: 4 items.

UDC 681.324

Sklyar V. **Safety assurance and assessment of safety-critical Instrumentation and Control systems: elements of methodology and formal models** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 84 – 93.

An systems approach based on use of ER-Model (“Entity-Relation” Model) is proposed in this paper for assessment and assurance of safety of Instrumentation and Control systems of safety-related technical complexes.

Fig. 4. Tabl. 1. Ref.: 19 items.

UDC 629.7:534.1

Neman I. **The stability indefinitely long ortotropes plates with inclined mainstreams of elasticity. Part II. An approximated method. Stability of a plate at a displacement and compatible action of compression and displacement** // *Aerospace technic and technology*. – 2005. – № 6 (22). – P. 95 – 103.

Realization of approximate method for determination critical forces in infinitely long orthotropic plate with inclined main directions of elasticity axis comparatively acting efforts at the shift and joint action of compression and shift were listed.

The Results received by the author before 1946 and to date were not published.

Fig. 2. Ref.: 1 items.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

АНОФРИЕВ Виктор Юрьевич	ЗАО "Интерневмаш", Санкт-Петербург, Россия, технический директор
БАЗЫМА Леонид Алексеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", кандидат технических наук, доцент
БОРИСЕВИЧ Владимир Карпович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", МИНТ «ХАИ», доктор технических наук, профессор, директор МИНТ «ХАИ», главный научный сотрудник
БУТКО Владимир Иванович	Корпорация «Эталон», Борисполь, пгт. Пролиски, председатель совета директоров
ВИШНЕВСКИЙ Олег Анатольевич	Национальный авиационный университет, Киев, ассистент
ГЕЦОВ Леонид Борисович	Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия, доктор технических наук, профессор
ДАВЫДОВ Александр Сергеевич	Национальный авиационный университет, Киев, кандидат физико-математических наук, доцент
ДРЯГИН Дмитрий Прокопьевич	Сумской государственный университет, кандидат технических наук, доцент
ЖУЛАЙ Юрий Алексеевич	Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепропетровск, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ЗАЙЦЕВ Виталий Егорович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", кандидат технических наук, доцент
ЗАПОЛЬСКИЙ Леонид Георгиевич	Институт технической механики НАН Украины, Днепропетровск, научный сотрудник
КАРПОВ Яков Семенович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", доктор технических наук, профессор, первый проректор, заведующий кафедрой
КУЛЕШОВ Виктор Иванович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", заведующий лабораторией, ведущий научный сотрудник
МАНАНКОВ Олег Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", Международный НИИ новых технологий и материалов, младший научный сотрудник
МЕЛЬНИЧУК Александр Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", младший научный сотрудник
НЕМАН Иосиф Григорьевич	Харьковский авиационный институт, профессор, заведующий кафедрой конструкций самолетов с 1931 по 1938 и с 1944 по 1952 годы, главный конструктор самолетов ХАИ-1 (1932 г.); ХАИ-5 (Р-10) (1936 г.); ХАИ-6 (1935 г.)
НОЖНИЦКИЙ Юрий Александрович	ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова", Санкт-Петербург, Россия, доктор технических наук, заместитель Генерального директора

ОНИЩЕНКО Валерий Валентинович	Харьковский университет Воздушных Сил, старший научный сотрудник
ПИЛИПЕНКО Олег Викторович	Институт технической механики НАН Украины, Днепропетровск, доктор технических наук, старший научный сотрудник, директор института
ПОВГОРОДНИЙ Владимир Олегович	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, кандидат технических наук, докторант
ПОЛЯКОВ Геннадий Алексеевич	Академия наук прикладной радиоэлектроники, доктор технических наук, профессор
СКЛЯР Владимир Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", кандидат технических наук, доцент
СОЛОДОВНИК Виктор Федорович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", кандидат технических наук, доцент
СТАВИЧЕНКО Вадим Григорьевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", студент
УДАЧИН Денис Викторович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", магистр
УДАЧИН Виктор Григорьевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", кандидат технических наук, доцент
ХОДАК Николай Алексеевич	Национальный авиационный университет, Киев, кандидат технических наук, доцент
ЧЕРНОВ Сергей Константинович	ГП «Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря-Машпроект», Николаев, кандидат технических наук, директор по персоналу
ШКАЛОВА Алла Владимировна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", МИНТ «ХАИ», кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Ф.И.О.	стр.
Анофриев В.Ю.	16
Базыма Л.А.	49
Борисевич В.К.	29
Бутко В.И.	29
Вишневский О.А	63
Гецов Л. Б.	16
Давыдов А.С.	63
Дрягин Д.П.	46
Жулай Ю.А.	55
Зайцев В.Е.	10
Запольский Л.Г.	55
Карпов Я.С.	33
Кулешов В.И.	49
Мананков О.В.	5
Мельничук А.П.	10
Ножницкий Ю.А.	16
Неман И.Г.	95
Онищенко В.В.	71
Пилипенко О.В.	55
Повгородний В.О.	42
Поляков Г.А.	71
Скляр В.В.	84
Солодовник В.Ф.	79
Ставиченко В.Г.	33
Удачин Д.В.	79
Удачин В.Г.	79
Ходак Н.А.	63
Чернов С.К.	24
Шкалова А.В.	29