

DOI: 10.15593/2224-9982/2018.52.09

УДК 621.452.322

В.А. Куртеев

ПАО «Научно-производственное объединение "Искра"», Пермь, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОТОРВАВШЕЙСЯ ЛОПАТКИ С КОРПУСОМ ВЕНТИЛЯТОРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрена задача экспериментального моделирования ударного взаимодействия оторвавшейся лопатки с корпусом вентилятора турбореактивного двигателя. Представлены ранее опубликованные экспериментальные данные по исследованию материалов и прочности нескольких вариантов конструкций моделей и полногабаритных корпусов вентиляторов. Описаны экспериментальные установки для испытаний моделей и полногабаритных корпусов. Проведен расчет и анализ результатов расчета и эксперимента моделей и натуральных корпусов с точки зрения критериев моделирования. Выявлены ошибки моделирования при испытаниях модельных корпусов. Показано различие результатов расчета и эксперимента для металлических и комбинированных моделей. Рассмотрены критерии моделирования корпусов. Приведена методика расчета и расчетное обоснование проблем моделирования комбинированной конструкции корпуса с защитным тканевым пакетом из высокопрочного волокна. Описана проблема резания лопатками ротора вентилятора полимерного композиционного материала корпуса при отрыве одной из лопаток и обозначены пути ее решения. Представлена проектная оценка баллистической стойкости корпуса из полимерных композиционных материалов. Приведен расчет ударного взаимодействия углепластиковой лопатки и пластикового корпуса при модельных испытаниях, показаны проблемы моделирования для малогабаритных моделей.

Ключевые слова: экспериментальное моделирование, корпус вентилятора, лопатка, защитный пакет, композиционный материал, оболочка, ткань, предельная деформация, предел прочности, работа деформирования, кинетическая энергия, баллистическая стойкость.

V.A. Kurteyev

PSC «Research and Production Association ISKRA», Perm, Russian Federation

EXPERIMENT MODELING UNDER IMPACT OF TORN VANE WITH TURBOJET FAN CASE

There is studied the problem experiment modeling under impact of torn vane with turbojet fan case. There are indicated the publishing last time experiment calculations for several fan case and model designs. There are indicated experiment installations. There are calculated and experiment analysis the models and fan case with the point of views criterion modeling. There are outlined shortcomings of equipment for model cases testing. There is indicated the difference between calculation results and experimental data for metals and combination models. There is studied criterion modeling. There is investigated the problem of plastic composite application for load-carrying case to avoid puncture by torn fan vane. There is presented the project evaluation of polymer composite materials application in fan case, indicated the ways to increase ballistic resistance of polymer composite materials cases. There are calculated impact of carbon fiber-reinforced plastic vane with plastic fan case on models test. There are analysis problems for little models.

Keywords: experiment model, fan case, vane, goffer hood, composite material, shell, cloth, ultimate deformation, ultimate strength, deformation work, kinetic energy, protecting ability.

Введение

В соответствии с международными нормами (FAR25, JAR-25) и нормами Российской Федерации АП-33 турбореактивные двигатели современных самолетов должны обеспечить безопасность пассажиров и экипажа самолета в случае обрыва лопаток вентилятора. Решение данной задачи основано как на теоретических, так и на экспериментальных исследованиях различных конструкций корпусов вентиляторов. Экспериментальное подтверждение соответствия этому требованию на полногабаритных корпусах связано с большими затратами времени

и средств, поэтому параллельно с такими работами проводится экспериментальное моделирование, результаты которого также важны для проверки численных методов.

В данной работе приводится анализ результатов испытаний малогабаритных моделей и полногабаритных корпусов по результатам исследований, опубликованных в работах [1–4].

Экспериментальные установки для испытания моделей и корпусов

Схема экспериментальной установки для испытаний моделей [1] (рис. 1) представляет собой вал с имитатором лопатки (ИЛ), установленным соосно с цилиндрической оболочкой диаметром $D_M = 636$ мм, являющейся моделью корпуса вентилятора. Длина оболочки составляла $L_M = 150$ мм. По торцам оболочка крепилась к шпангоутам (кольцам), один из которых был удлиненный с целью имитации конструкции корпуса спрямляющего аппарата и разделительного корпуса.

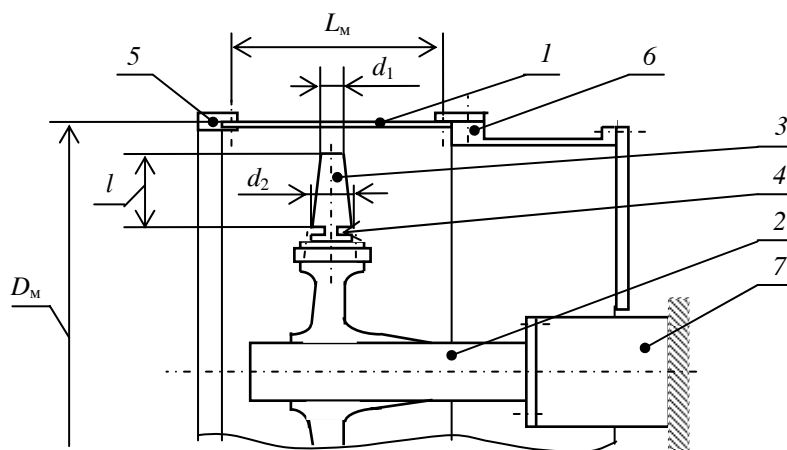


Рис. 1. Схема установки для испытания модели: 1 – цилиндрическая оболочка (модель); 2 – вал-ротор; 3 – имитатор лопатки; 4 – ослабленное сечение имитатора лопатки; 5 – передний шпангоут; 6 – задний шпангоут; 7 – электродвигатель

ИЛ был выполнен в виде усеченного титанового конуса массой $m_{ИЛ} = 168$ г, радиус центра массы составлял 199,3 мм, диаметр периферийного сечения $d_1 = 15$ мм, диаметр «комлевой» части $d_2 = 30$ мм, длина $l = 90$ мм [2]. В «комлевой» части ИЛ имел утоненную ножку, разрушаемую центробежной силой от вращения вала. В качестве привода использовался электродвигатель.

Испытания полногабаритных корпусов дают ответы на все вопросы проектирования, поэтому для испытаний корпусов на пробитие лопаткой была создана специальная установка, имитирующая штатную конструкцию передней части двигателя диаметром $D_H = 2$ м [4]. Схема установки приведена на рис. 2. В связи с ограничением по мощности привода (электродвигатель) рабочее колесо вентилятора содержало два сектора по четыре целых лопатки, расположенных в диаметрально противоположных зонах, остальные лопатки из состава их полного набора были укорочены по длине. Перед испытанием рабочее колесо вентилятора проходило балансировку.

В корневом сечении одной из целых лопаток устанавливался детонирующий заряд, который приводился в действие подачей сигнала после набора требуемой скорости вращения рабочего колеса [5, 6].

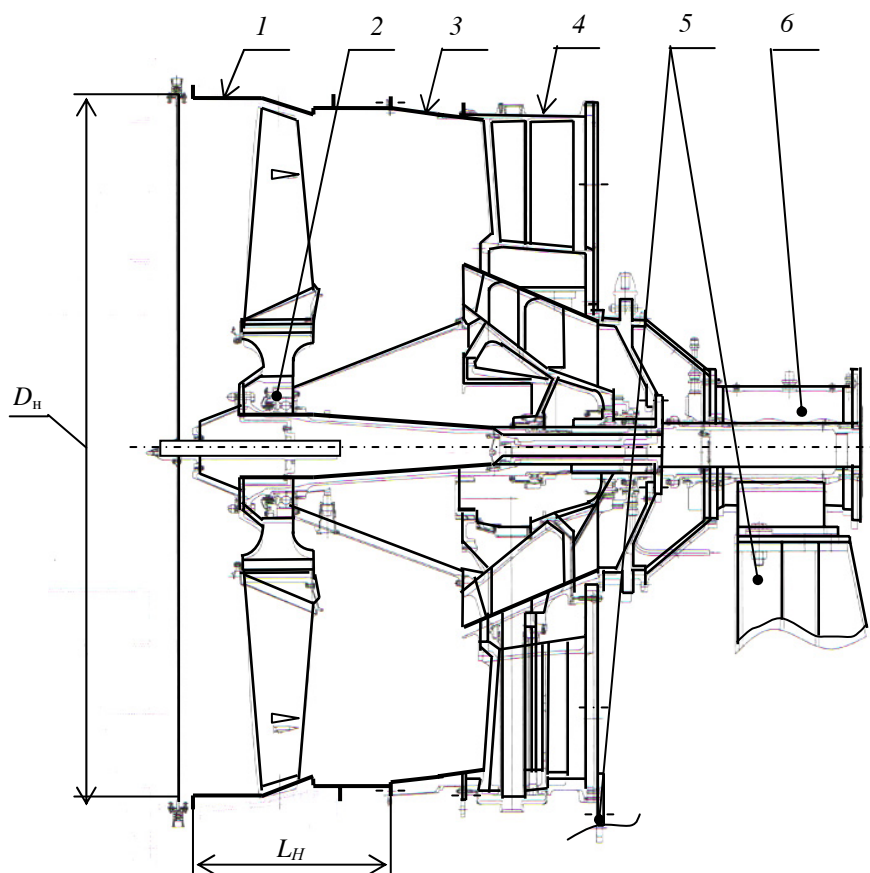


Рис. 2. Схема установки для испытаний корпуса вентилятора: 1 – корпус вентилятора; 2 – рабочее колесо вентилятора; 3 – корпус спрямляющего аппарата; 4 – разделительный корпус; 5 – элементы рамы установки; 6 – электропривод

Металлический вариант конструкции корпуса

В табл. 1 и 2 приведены результаты испытаний моделей и корпусов из титановых сплавов [2–4]. Для оценки результатов испытаний в табл. 1 и 2 приведены расчетные величины толщин стенок непробития:

– по методике ЦИАМ [7]

$$\delta = \sqrt{\frac{0,64m \cdot v^2}{L \cdot \sigma_b (0,5\kappa + e)}}, \quad (1)$$

где m – масса оторвавшейся лопатки (или ее фрагмента); v – линейная скорость центра массы оторвавшейся лопатки (или ее фрагмента); L – периметр зоны среза оболочки корпуса, равный периметру соприкасаемой поверхности лопатки (фрагмента); σ_b – предел прочности материала корпуса при разрыве (растяжении); κ , e – эмпирические коэффициенты (для металлов $\kappa = 2,5$, $e = 0,7$);

– по методике ПАО НПО «Искра» [3] для пластичного материала (сплавы ОТ4, ОТ4-0)

$$\delta = \left(\frac{0,15m \cdot v^2}{\sqrt{R} \cdot \varepsilon_b \cdot L \cdot \sigma_b} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (2)$$

где R – радиус оболочки корпуса; ε_b – предел удлинения материала оболочки при растяжении;

– по методике ПАО НПО «Искра» [4] для непластичного материала (сплав ВТ6)

$$\delta = \sqrt{\frac{0,08m \cdot v^2}{R \cdot \epsilon_B \cdot \sigma_B}} \quad (3)$$

Отличие соотношений (2), (3) от соотношения (1) заключается в учете предела удлинения материала оболочки при растяжении, что позволяет проводить корректный выбор материала корпуса, в том числе и менее прочного, но пластичного.

Из соотношений (1), (2) и (3) следует, что основными параметрами моделирования являются скорость, масса и периметр контакта ИЛ (здесь и далее под ИЛ и лопаткой подразумеваются их фрагменты при обрыве), радиус цилиндрической оболочки, прочность и предельная деформация материала оболочки. Эти параметры могут быть представлены в модели неявным образом, например, радиус оболочки может быть выражен через ее массу.

Таблица 1

Результаты расчета и экспериментов моделей на пробитие имитатором лопатки

Параметры	Номер опыта				
	1	2	3	4	5
	Поражающий элемент (ПЭ), конструктивные особенности				
	Имитатор лопатки, титановый усеченный конус				
Периметр контакта L , мм	225,0				
Кинетическая энергия ПЭ W , кДж	8,08	5,19			8,37
Скорость ПЭ v , м/с	начальная	307	246		313
	конечная	69	202	0	0
Материал оболочки	ВТ6	ОТ4			ОТ4-0
Расчетная толщина стенки непробития δ , мм	Формула (1)	5,0	4,7		5,9
	Формула (2)	–	3,2		3,3
	Формула (3)	8,4	–		–
Толщина стенки на опыте, мм	5,0	2,0	6,0	8,0	6,0
Состояние стенки на опыте	Пробитие		Частичное пробитие		
Локализация ПЭ	Вылет		Локализация		

Таблица 2

Результаты расчета и экспериментов корпусов на пробитие лопаткой

Параметры	Номер опыта				
	1	2	3	4	
	Поражающий элемент, конструктивные особенности				
	Фрагмент цельной (монослойной) лопатки		Цельная (монослойная) лопатка		
Периметр контакта L , мм	500				
Кинетическая энергия ПЭ W , кДж	100	170	270	270	
Материал корпуса	ВТ6	ОТ4-0	ВТ6	ОТ4-0	
Расчетная толщина стенки δ , мм	Формула (1)	11,8	17,3	19,3	21,7
	Формула (2)	–	9,4	–	12,9
	Формула (3)	17,0	–	28,0	–
Толщина стенки на опыте, мм	9,5	8,0	–	13,0	
Состояние стенки на опыте	Пробитие	Частичное пробитие	–	Непробитие	
Локализация ПЭ	Вылет	Локализация	–	Локализация	

По представленным материалам испытанных моделей [2] все оболочки имеют сквозное отверстие в зоне удара ИЛ, при этом на опытах № 3–5 ИЛ не вылетел через стенку за пределы оболочки, испытания отмечены как положительные.

Численное моделирование и результаты эксперимента показывают, что после удара по оболочке торцем ИЛ разворачивается и происходит удар его боковой поверхностью. Такая кинематика движения лопатки отмечена и на нескольких испытаниях полногабаритных корпусов. Поэтому в табл. 1 приведены расчетные данные для удара боковой поверхностью при начальной величине кинетической энергии ИЛ. Согласно расчету по соотношениям (1), (2) и (3) при ударе торцем ИЛ все оболочки пробиваются. Из табл. 1 и 2 видно, что расчетные данные по методике ЦИАМ для модели по опыту № 1 (прогноз непробития) и для корпуса по опыту № 4 (прогноз пробития) не подтверждены экспериментом, при этом ИЛ на опыте № 1 еще имел остаточную скорость.

Для полногабаритных корпусов в табл. 2 расчетные данные приведены для удара периферийным торцем лопатки, так как даже частичное пробитие стенки считается недопустимым. Физико-механические характеристики материалов моделей и корпусов, использованные в расчетах, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Физико-механические характеристики титановых сплавов корпусов и моделей

Материал	BT6	OT4	OT4-0
Модуль упругости E , ГПа	110	110	110
Предел прочности σ_b , МПа	950	700	700
Предел текучести σ_s , МПа	850	550	550
Предел удлинения ϵ_e	0,06	0,10	0,15

Оценка соответствия титановых моделей натурным корпусам проведена по следующим критериям: скорость соударения, соотношение масс корпуса и лопатки (модели и ИЛ), соотношение габаритов оболочек и поражающих элементов (ПЭ).

Скорость соударения

Скорость центра массы лопатки вентилятора двигателя диаметром $D_n = 2$ м в момент ее отрыва составляет от 270 до 320 м/с. По данным работы [2] скорости центра масс ИЛ при испытаниях составили от 246 до 313 м/с (см. табл. 1). Этот параметр – наиболее важный в ударных процессах, так как от него зависят динамические характеристики материала. Таким образом, скорости соударения практически близки друг другу.

Соотношение масс корпуса и лопатки (модели и ИЛ)

Важное значение имеет сравнение масс корпуса и лопатки (модели и ИЛ), а также отношение длины оболочки к диаметру корпуса (модели), при этом длина оболочки должна превышать двойную длину краевой зоны, использованной при выводе соотношений (2) и (3) [3, 4].

Сравнение проведено по опыту № 4 табл. 2. Корпус на этом опыте подтвердил требуемую баллистическую стойкость и имел наименьшую расчетную толщину стенки, а следовательно, и массу. Представленные в табл. 2 параметры для опыта № 3 на практике не были реализованы, так как масса корпуса из сплава BT6 превысила бы массу корпуса по опыту № 4. Соотношение масс корпуса и лопатки

$$\kappa_m = \frac{M_k}{m} = 42,$$

где M_k – масса цилиндрической части корпуса на опыте № 4, $M_k = 250$ кг; m – масса фрагмента оторвавшейся лопатки, $m = 6$ кг.

Соотношение средней массы модели (без учета масс шпангоутов) и ИЛ

$$\kappa_{mm} = \frac{M_m}{m_{ИЛ}} = 50, \quad (4)$$

где M_m – расчетная средняя масса оболочки модели, $M_m = \pi \cdot D_m \cdot L_m \cdot \delta \cdot \rho$, $M_m = 8,4$ кг; D_m – диаметр модели, $D_m = 0,636$ м; L_m – длина цилиндрической оболочки, $L_m = 0,15$ м; δ – средняя толщина стенки цилиндрической оболочки, $\delta = 6$ мм; ρ – плотность металла цилиндрической оболочки, $\rho = 4650$ кг/м³; $m_{ИЛ}$ – масса ИЛ, $m_{ИЛ} = 0,168$ кг.

Таким образом, соотношения масс «корпус-лопатка», «модель-ИЛ» отличаются незначительно.

Соотношение габаритов оболочек

Отношение длины корпуса к его диаметру составляет

$$\kappa_L = \frac{L_n}{D_n} = 0,3...0,5,$$

где D_n – диаметр корпуса, $D_n = 2$ м; L_n – длина корпуса вентилятора двигателей диаметром 2 м; $L_n = 0,6...1,0$ м.

Для модели эта величина составляет

$$\kappa_{LM} = \frac{L_m}{D_m} = 0,23.$$

Таким образом, этот параметр для модели меньше, чем для корпуса. Насколько это критично, можно оценить по длине краевой зоны оболочек корпуса и модели, характеризующей зону деформирования конструкции, на работу разрушения материала которой расходуется кинетическая энергия ПЭ. Размеры краевой зоны [8] и зоны деформирования оболочки корпуса на опыте № 4 вычисляются так:

$$l_{кр} = 2,5\sqrt{R \cdot \delta} = 280 \text{ мм},$$

$$L_\epsilon = 2l_{кр} = 560 \text{ мм} < L_n = 615 \text{ мм},$$

где $R = 970$ мм, $\delta = 13$ мм и $L_n = 615$ мм – радиус, толщина стенки и длина оболочки корпуса на опыте № 4.

Для модели со средней толщиной стенки $\delta_{ср} = 6$ мм

$$l_{кр.м} = 2,5\sqrt{R_m \cdot \delta_{ср}} = 109 \text{ мм},$$

$$l_\epsilon = 2l_{кр.м} = 218 \text{ мм} > L_m = 150 \text{ мм},$$

где $R_m = 0,5D_m = 318$ мм и $L_m = 150$ мм – радиус и длина оболочки модели.

Расчетная зона деформирования оболочки модели l_ϵ больше ее длины, поэтому на процессе ее деформирования сказались условия закрепления торцов, т.е. жесткость шпангоутов.

По результатам испытаний полногабаритных корпусов, представленных в табл. 2, при ударе лопаткой деформировался не только корпус вентилятора, но и смежные с ним узлы, имело место разрушение даже разделительного корпуса и стоек его крепления, т.е. ударное воздействие лопатки вызывает высокий уровень нагрузок на смежные узлы корпуса вентилятора.

Соотношение периметров контакта поражающих элементов

В соотношения (1) и (2) входит параметр L периметра контакта поверхности лопатки. Отношение этого параметра к диаметру корпуса составляет

$$\kappa_p = \frac{L}{D_H} = 0,25,$$

где $L = 0,5$ м (табл. 2).

Аналогично для модели при ударе торцом и боковой поверхностью

$$\kappa_{pm1} = \frac{\pi \cdot d_1}{D_M} = 0,07 \text{ и } \kappa_{pm2} \leq \frac{2l + d_1 + d_2}{D_M} = 0,35.$$

По этому критерию только контакт с боковой поверхностью ИЛ приближается к реальному контакту лопатки с корпусом. Малая величина критерия при ударе торцом усеченного конуса ИЛ объясняет причину частичного пробития толстых оболочек модели, когда контакт осуществлялся на небольшом периметре. На этом принципе основано устройство стрелковых пуль с твердосплавными сердечниками, имеющими высокую пробивную способность вследствие небольшого периметра контакта твердосплавного сердечника [9]. Некоторые исследователи в качестве ИЛ используют прямоугольную металлическую пластину, в этом случае осуществляется более точная имитация параметров лопатки [10, 11].

Разделение ударного процесса на моделях на две стадии – удар торцом и затем удар боковой поверхностью ИЛ – затрудняет определение доли гашения кинетической энергии ИЛ на каждой стадии. В предположении, что вся энергия ИЛ израсходована на работу деформирования одной стадии, по результатам испытаний моделей с толщиной стенки 6 мм, локализовавших ИЛ, оценка работы разрушения корпуса соответствующей массы определяется по формуле

$$M = \kappa_{mm} \cdot M_M = 420 \text{ кг},$$

где $\kappa_{mm} = 50$ и $M_M = 8,4$ кг (соотношение (4)), может быть произведена по соотношению:

– для сплава ОТ4

$$A_1 = W_{M3} \cdot \kappa_{mm} = 260 \text{ кДж},$$

где W_{M3} – кинетическая энергия ИЛ на опыте № 3, $W_{M3} = 5,19$ кДж;

– для сплава ОТ4-0

$$A_1 = W_{M5} \cdot \kappa_{mm} = 419 \text{ кДж},$$

где W_{M5} – кинетическая энергия ИЛ на опыте № 5, $W_{M5} = 8,37$ кДж.

Такое значительное различие работы разрушения корпуса из сплава одной марки ОТ4 (сплав ОТ4-0 более пластичный) не позволяет надежно рассчитать его конструктивные параметры для требуемой баллистической стойкости, при этом его расчетная масса (420 кг) существенно превысила расчетную массу корпуса по опыту № 4 (250 кг).

Таким образом, проведенные модельные испытания не имитировали ударный процесс деформирования натурального корпуса вследствие недостаточной длины моделей, большой жесткости шпангоутов их крепления, малой длины периметра контакта ИЛ и не позволяют рассчитать его конструктивные параметры по результатам испытаний моделей.

Комбинированный вариант конструкции корпуса

Одним из наиболее приемлемых решений по удержанию оторвавшихся лопаток является вариант применения нежестких пакетов ткани, установленных на корпусе вентилятора¹. На рис. 3 приведена конструкция комбинированного корпуса, в котором пакет 2 для удержания оторвавшихся лопаток выполнен в виде гофрированного пакета из слоев ткани волокнистого высокопрочного материала («сухая» ткань) [4]. Пакет охватывает корпус 1 по наружной поверхности, закреплен кольцевым жгутом 3 между пористыми резиновыми кольцами 4. Для исключения ре-

¹ Пат. США 6814541 от 07.10.2002; Пат. РФ № 2433281 от 10.11.2011.

зания пакета острой кромкой периферийной части лопатки *б* под пакетом установлены тонкие металлические лепестки *5*, лепестки соединены между собой заклепками и образуют защитную кольцевую оболочку. Тканевый пакет может быть выполнен традиционным способом – послойной плотной намоткой, в этом случае работа его разрушения на 30–33 % ниже работы разрушения гофрированного пакета [4].

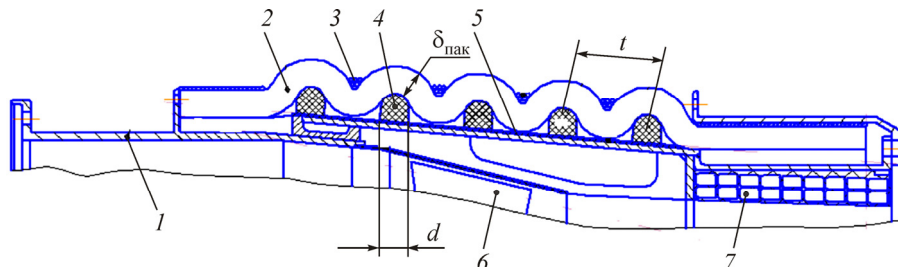


Рис. 3. Конструкция гофрированного тканевого пакета, выполненная на металлическом корпусе: 1 – корпус; 2 – пакет ткани; 3 – кольцевые жгуты; 4 – резиновое кольцо; 5 – металлические лепестки; 6 – лопатка; 7 – панель шумоглушения

Исследование данной конструкции проведено на двух моделях [1], содержащих цилиндрическую титановую оболочку толщиной 2 мм, на которой выполнялась послойная плотная намотка броневой органоткани арт. 84127 [12]. Результаты испытаний моделей приведены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты расчета и экспериментов комбинированных моделей на пробитие

Параметры	Номер опыта		
	1	2	
	Поражающий элемент, конструктивные особенности		
	Имитатор лопатки, титановый усеченный конус		
Ширина контакта ПЭ, мм	30		
Кинетическая энергия ПЭ W , кДж	6,8	5,2	
Материал металлической стенки	ОТ4		
Толщина металлической стенки, мм	2,0		
Толщина защитной оболочки, мм	0		
Тканевый пакет	Число слоев	40	21
	Высота гофр, мм	0	0
Работа разрушения стенки A_1 , кДж	1,7		
Энергия, воспринятая пакетом ткани, A_2 , кДж	5,1	3,5	
Состояние металлической стенки на опыте	Пробитие		
Число пробитых слоев пакета	21	19	

Кинетическая энергия ИЛ расходуется на работу разрушения металлической оболочки (A_1), тканевого пакета (A_2) и на работу деформирования ИЛ (A_3), т.е.

$$W = A_1 + A_2 + A_3.$$

Работа разрушения металлической оболочки A_1 в табл. 4 определена по результатам опыта № 2 табл. 1 (по начальной и конечной скорости [2]). Работу деформирования ИЛ A_3 можно принять нулевой, ввиду высокой жесткости ИЛ. Работу разрушения тканевого слоя пакета можно оценить по опыту № 2, на котором практически были пробиты все сло

$$A_{\text{сл.м}} = \frac{A_{2on2}}{n} = 184 \text{ Дж},$$

где A_{2on2} – энергия, воспринятая пакетом ткани (см. табл. 4), $A_{2on2} = 3,5$ кДж; n – число пробитых слоев, $n = 19$.

Работу разрушения тканевого слоя пакета можно определить по схеме, приведенной на рис. 4. Здесь показаны стадии предельного деформирования цилиндрической металлической оболочки и тканевого пакета. Участок AB – путь ИЛ до момента пробоя металлической оболочки, AD – краевая зона металлической оболочки и соответствующий ей угол сектора α_1 , BE – прямолинейный участок растянутого пакета и соответствующий ему угол сектора α_2 , AC – путь ИЛ до момента разрыва пакета; CF – прямолинейный участок растянутого пакета перед моментом его разрыва и соответствующий ему угол сектора α_3 .

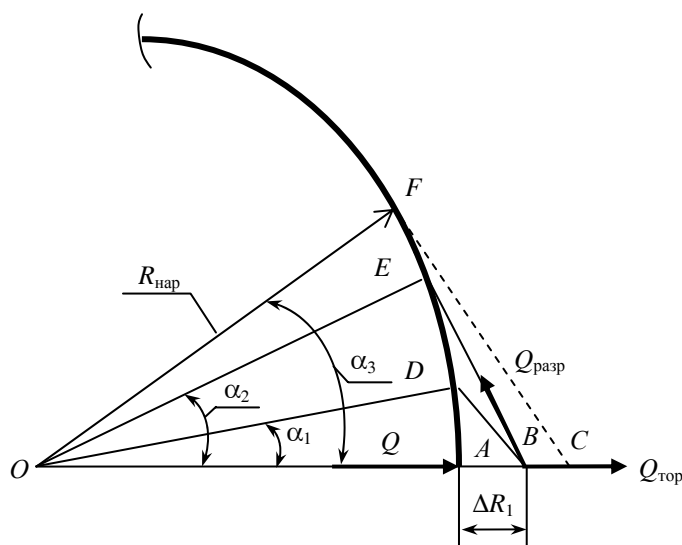


Рис. 4. Расчетная схема деформирования цилиндрической металлической оболочки и тканевого пакета

Работа разрушения тканевого пакета определена в предположении его деформации по всему периметру, так как скорость процесса (до 300 м/с) существенно ниже скорости прохождения ударной волны в органоволокне (8–10 км/с) [9]. Ввиду сложности аналитических выражений, описывающих деформированную форму металлической оболочки, расчеты проведены для цилиндра при исходной величине радиуса наружной поверхности $R_{\text{нар}} = 0,5D_{\text{м}} = 318$ мм. Погрешность расчета в этом случае не превышает 10 %.

Путь ИЛ до момента пробоя металлической оболочки определяется как

$$\Delta R_1 = \sqrt{a_{\text{кр}}^2 - (R_{\text{нар}} \sin \alpha_1)^2} - R_{\text{нар}} (1 - \cos \alpha_1) = 23,6 \text{ мм},$$

где $a_{\text{кр}}$ – длина образующей кратера (участок BD), $a_{\text{кр}} = l_{\text{кр}} + 0,5\Delta l = 69,6$ мм; $l_{\text{кр}}$ – длина краевой зоны оболочки [8], $l_{\text{кр}} = 2,5\sqrt{R_{\text{нар}} \cdot \delta_{\text{ср}}} = 63$; Δl – величина удлинения металлической оболочки в зоне соударения, $\Delta l = 2l_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{в}}$, $\Delta l = 12,6$ мм; $\delta_{\text{ср}}$ – толщина металлической оболочки, $\delta_{\text{ср}} = 2$ мм; $\varepsilon_{\text{в}}$ – предельная деформация растяжения материала металлической оболочки (сплав ОТ4), $\varepsilon_{\text{в}} = 0,1$ (10 %); α_1 – угол сектора краевой зоны, $\alpha_1 = l_{\text{кр}}/R_{\text{нар}} = 0,2$ рад (11,4°).

Периметр внутреннего слоя пакета в момент разрушения металлической оболочки

$$L_1 = 2R_{\text{нар}} (\pi - \alpha_2) + 2a_{\text{пак}} = 2010 \text{ мм},$$

где α_2 – угол сектора прямолинейного участка растянутого пакета (см. рис. 4), $\alpha_2 = \arccos \frac{R_{\text{нар}}}{R_{\text{нар}} + \Delta R_1} = 21,4^\circ$; $a_{\text{пак}}$ – длина прямолинейного участка пакета, $a_{\text{пак}} = R_{\text{нар}} \cdot \text{tg } \alpha_2 = 124,8$ мм.

Деформация внутреннего слоя пакета в момент разрушения металлической оболочки

$$\varepsilon_{\text{пак}} = \frac{L_1 - L_0}{L_0} = 0,006(0,6\%) < \varepsilon_{\text{в}} = 0,02(2\%),$$

где L_0 – начальный периметр внутреннего слоя пакета, $L_0 = 2\pi \cdot R_{\text{нар}} = 1998$ мм; $\varepsilon_{\text{в}}$ – предельная деформация растяжения органоволокна, $\varepsilon_{\text{в}} = 0,02(2\%)$ (технические условия на ткань [12] указывают ее предельную деформацию, равную 4%, что выше предельной деформации растяжения органоволокна. Это вызвано искривлением основы ткани уточным плетением. При растяжении ткани вдоль основы требуется небольшое усилие для придания волокнам основы прямой линии, поэтому в расчете использована характеристика волокна, из которого изготовлена ткань).

При растяжении металлической оболочки растягивается и пакет ткани. Независимо от стадии ударного процесса работа деформирования слоя тканевого пакета определяется выражением

$$A_2 = \int_{R_{\text{нар}}}^{R_{\text{раз}}} Q_{\text{тор}} \cdot dR,$$

где $Q_{\text{тор}}$ – радиальное усилие торможения ИЛ, создаваемое одним слоем ткани (см. рис. 4), $Q_{\text{тор}} = 2Q_{\text{пак}} \sin \alpha$; $Q_{\text{пак}}$ – растягивающее усилие тканевого слоя на ширине ИЛ, $Q_{\text{пак}} = S \cdot \sigma$; S – расчетная площадь поперечного сечения тканевого слоя, $S = B \cdot h = 8,1$ мм²; B – максимальная ширина ИЛ (в «комлевой» части), $B = 30$ мм; h – толщина тканевого слоя, $h = 0,27$ мм; σ – растягивающее напряжение в тканевом слое; α – текущий угол наклона касательной прямолинейного участка пакета; dR – элементарный путь (приращение радиуса),

$$dR = d \left[R_{\text{нар}} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) \right] = - \frac{R_{\text{нар}} \sin \alpha \cdot d\alpha}{\cos^2 \alpha},$$

$R_{\text{нар}}$ и $R_{\text{раз}}$ – начальный и конечный радиусы деформирования пакета.

О величине усилия разрыва тканевого слоя на ширине ИЛ можно судить по величине минимального предела прочности при разрыве по основе тканевого органоволокна, равного $\sigma_{\text{в}} = 518$ МПа. Это усилие

$$Q_{\text{разр}} = S \cdot \sigma_{\text{в}} = 42 \text{ кН}. \quad (5)$$

Для органоволокна сохраняется линейная зависимость изменения растягивающего напряжения от деформации вплоть до его разрушения, тогда по закону Гука

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\varepsilon_{\text{в}}} \cdot \varepsilon,$$

где E – реализуемый модуль упругости органоволокна в ткани; ε – деформация ткани.

При деформировании ткани по всему периметру пакета его средняя деформация

$$\varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{\text{tg } \alpha - \alpha}{\pi},$$

где L – деформированный периметр пакета, $L = 2R_{\text{нар}} \cdot (\pi - \alpha + \text{tg} \alpha)$; L_0 – начальный периметр пакета, $L_0 = 2\pi \cdot R_{\text{нар}}$.

Тогда соотношение для радиального усилия торможения ИЛ, создаваемого одним слоем ткани, примет вид

$$Q_{\text{тор}} = \frac{2S \cdot \sigma_{\epsilon}}{\pi \cdot \epsilon_{\epsilon}} \sin \alpha (\text{tg} \alpha - \alpha). \quad (6)$$

Работа деформирования тканевого слоя пакета определится выражением

$$A_2 = \frac{2S \cdot \sigma_{\epsilon} \cdot R_{\text{нар}}}{\pi \cdot \epsilon_{\epsilon}} \int_0^{\alpha_3} \text{tg}^2 \alpha (\text{tg} \alpha - \alpha) d\alpha, \quad (7)$$

где α_3 – угол сектора прямолинейного участка пакета в момент его разрыва (при деформации тканевого слоя $\epsilon_{\epsilon} = 0,02$ и вышепринятых конструктивных параметрах величина $\alpha_3 = 31,5^\circ$).

На рис. 5 представлена зависимость изменения усилия торможения тканевым слоем (соотношение (6)) от пути движения лопатки

$$\Delta R = R_{\text{нар}} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right).$$

Работа разрушения тканевого слоя пакета A_2 определена численным методом и составила 86 Дж, что в два раза меньше опытных данных для модели.

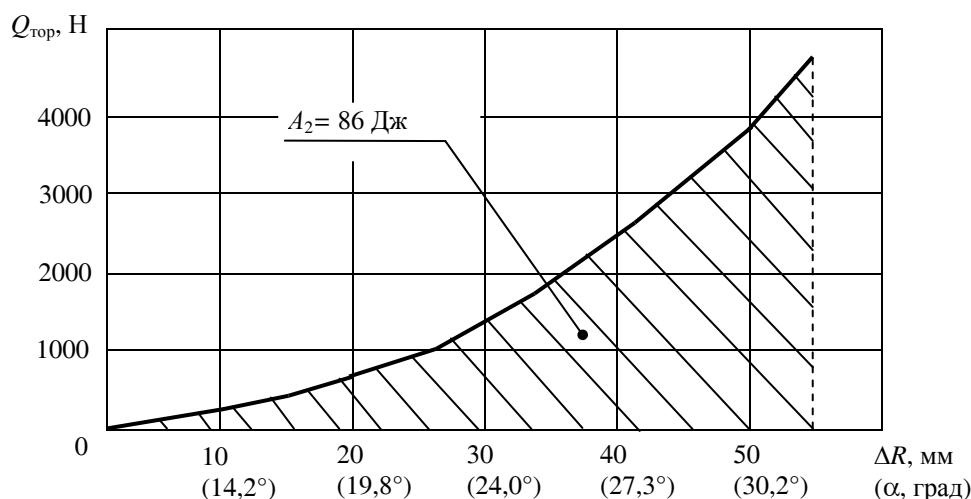


Рис. 5. Изменение усилия торможения слоем тканевого пакета от пути движения имитатора лопатки

В табл. 5 представлены результаты испытаний комбинированных натуральных корпусов диаметром 2 м, на которых металлические стенки были пробиты, а тканевые пакеты обеспечили удержание фрагментов корпусов и оторвавшихся лопаток [4]. Испытание корпуса № 1 было проведено с целью оценки защитной способности тканевого пакета. На рабочем колесе были установлены две диаметрально противоположные лопатки, которые подрывались детонирующими зарядами одновременно. Первая лопатка острой кромкой разрубила все слои пакета, вторая лопатка изогнулась при ударе о металлическую оболочку и зоной изгиба пробила половину слоев пакета (для опыта № 1 в табл. 5 показаны два значения пробитых слоев пакета). Опыт показал необходимость защиты тканевого пакета от резания острой кромкой лопатки, что и было реализовано на опытах № 2 и 3 установкой лепестков защиты (см. рис. 3, элемент 5).

Корпуса на опытах № 2 и 3 были выполнены из сплавов различной прочности и пластичности. Корпус № 3 подтвердил требуемую баллистическую стойкость при меньшей на 13 кг массе относительно массы корпуса № 2 как за счет массы металлической оболочки, так и за счет массы тканевого пакета [4].

Результаты расчета и экспериментов комбинированных корпусов на пробитие

Параметры		Номер опыта					
		1		2		3	
		Поражающий элемент, конструктивные особенности					
		Цельная (монослойная) лопатка					
Периметр контакта L , мм		500					
Кинетическая энергия ПЭ W , кДж		270					
Материал металлической стенки		ВТ6	ВТ6	ОТ4-0			
Толщина металлической стенки на опыте, мм		3,0	9,5	от 4,0 до 10,0			
Толщина защитных лепестков, мм		–	1,0 (сталь) 2 слоя	2,0 (титан) 2 слоя			
Тканевый пакет	Число слоев	255	112	85			
	Высота гофра, мм	0	20,0	20,0			
Работа разрушения по расчету, кДж	Металл, A_1	5	53	148			
	Ткань, A_2	368	241	183			
Состояние металлической стенки на опыте		Пробитие					
Число пробитых слоев пакета $n_{\text{разр}}$		255	130	90	55		

Работа разрушения тканевого слоя пакета в корпусе по опытным данным модели может быть определена по формуле

$$A_{\text{сл.нат}} = A_{\text{сл.м}} \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{м}}} \cdot \frac{B_{\text{л}}}{B_{\text{ил}}} = 4,8 \text{ кДж},$$

где $A_{\text{сл.м}}$ – работа разрушения тканевого слоя пакета модели, $A_{\text{сл.м}} = 184$ Дж; $D_{\text{н}}$ и $B_{\text{л}}$ – диаметр корпуса и ширина лопатки, $D_{\text{н}} = 2$ м и $B_{\text{л}} = 250$; $D_{\text{м}}$ и $B_{\text{ил}}$ – диаметр модели и максимальная ширина ИЛ, $D_{\text{м}} = 636$ мм и $B_{\text{ил}} = 30$ мм.

Если принять, что разность между кинетической энергией лопатки W и работой разрушения металлической стенки корпуса A_1 израсходована на разрушение слоев пакета $n_{\text{разр}}$ (см. табл. 5), то работа разрушения тканевого слоя пакета в корпусах составила

$$A_{\text{оп}} = \frac{W - A_1}{n_{\text{разр}}} = 2,2 \dots 2,4 \text{ кДж}.$$

Двухкратное различие работы разрушения тканевого слоя в модели и в натурном корпусе могло быть результатом резания ткани лопаткой, что снизило баллистическую эффективность пакета, либо отличием ударных процессов в комбинированных конструкциях модели и корпуса.

На опыте № 1 (см. табл. 5) работа среза тканевого слоя пакета в корпусе

$$A_{\text{ср.оп}} = \frac{W - A_1}{n_{\text{разр}}} = \frac{270 - 5}{255} = 1,04 \text{ кДж},$$

что вдвое ниже работы разрушения тканевого слоя пакета в корпусах на опытах № 2 и 3. Это подтверждает положительную роль защитных лепестков, исключаящих резание ткани лопаткой.

Баллистическая стойкость комбинированной конструкции модели в сильной степени зависит от конструкции ИЛ. Анализ отличия конструкций лопатки и ее имитатора показывает, что ИЛ обладает большей пробивной способностью для тканевого пакета даже при боковом ударе.

Таким образом, имеется существенное различие в результатах испытаний моделей и натурных корпусов комбинированной конструкции.

Экспериментальная обработка тканевого пакета проводилась на арамидной ткани арт. 84127 [12]. Согласно работам [13, 14], арамидные ткани эффективны при скоростях ударного воздействия 270–320 м/с, соответствующих скоростям движения оторвавшихся лопаток вентилятора. В настоящее время проводятся исследования по разработке рациональных тканевых структур с высокой энергией поглощения [17]. Применение таких структур позволит увеличить энергию поглощения тканевым пакетом на 5 %.

Пластиковый вариант конструкции корпуса

В ракетных и авиационных конструкциях широко применяются полимерные композиционные материалы (ПКМ). ПКМ нашли применение как материалы бронезащиты в касках и шлемах [9].

Испытания цилиндрических моделей из органопластика диаметром 636 мм показали их низкую баллистическую стойкость. Низкая баллистическая стойкость ПКМ, отмеченная в работе [9], обусловила низкую эффективность для стенки корпуса «пластик+металл» по данным работы [16]. На рис. 6 представлена конструкция корпуса, выполненного цельным по длине и многослойным по толщине из чередующихся слоев органожгута и пакетов органоткани на эпоксидном связующем².

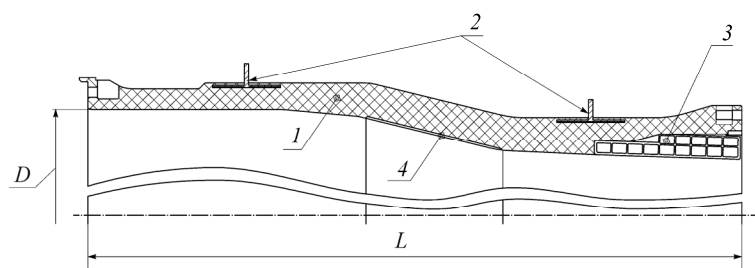


Рис. 6. Конструкция органопластикового корпуса: 1 – полимерная композитная оболочка; 2 – металлические шпангоуты; 3 – панель шумоглушения; 4 – прирабатываемое покрытие

При испытании корпуса с толщиной стенки порядка 34 мм и диаметром около 2 м лопатка пробила (за счет среза) органопластиковую оболочку [4]. Работа разрушения (прогиб оболочки плюс срез стенки) по расчету составила около 60 кДж (следует отметить, что толщина стенки была соизмерима с толщиной тканевого пакета корпуса № 2 (см. табл. 5), обеспечившего гашение 218 кДж кинетической энергии такой же лопатки).

При ударе лопатки по корпусу происходит его деформация и формоизменение. Уменьшение размера (диаметра) его поперечного сечения (относительно направления вылета лопатки) происходит до момента соприкосновения внутренней поверхности с периферийной частью неразрушенных лопаток ротора. При этом происходит трение между контактирующими деталями и резание материала корпуса кромками лопаток (эффект резания).

На этом опыте в поперечном сечении, относительно направления движения оторвавшейся лопатки, в двух противоположных зонах стенка корпуса была вырезана на половину толщины на дуге 75–80° оставшимися лопатками ротора [4]. Таким образом, испытание пластикового корпуса выявило проблему, обусловленную «эффектом резания» полимерного композиционного материала рабочими лопатками, что не могло быть получено при испытаниях на экспериментальной установке (см. рис. 1), содержащей один ИЛ.

² Пат. РФ 2293885 от 20.02.2017.

С учетом вышесказанного применение ПКМ для корпуса может быть рассмотрено только в сочетании с тканевым пакетом, который должен гасить основную долю кинетической энергии оторвавшейся лопатки. Тканевый пакет работоспособен только при опирании на жесткий корпус, поэтому корпус из ПКМ должен быть достаточно жестким как для эффективной работы тканевого пакета, так и для минимального воздействия на него рабочих (неразрушенных) лопаток [3].

Уровень контактного давления между тканевым пакетом и корпусом можно оценить по усилию разрыва пакета на опыте № 2 (см. табл. 5).

$$Q_{\text{пак}} = n_{\text{разр}} \cdot S \cdot \sigma_{\epsilon} = 3147 \text{ кН},$$

где S – расчетная площадь поперечного сечения тканевого слоя, $S = B \cdot h = 67,5 \text{ мм}^2$; B – максимальная ширина лопатки, $B = 250 \text{ мм}$; h – толщина тканевого слоя, $h = 0,27 \text{ мм}$; σ_{ϵ} – разрывное напряжение тканевого слоя, $\sigma_{\epsilon} = 518 \text{ МПа}$ (арт. 84127 [14]); $n_{\text{разр}}$ – число разрушенных слоев пакета на опыте № 2, $n_{\text{разр}} = 90$.

Средняя величина контактного давления между тканевым пакетом и металлической оболочкой корпуса определяется из выражения

$$q = \frac{Q_{\text{пак}}}{R \cdot L_q} = 6,5 \text{ МПа},$$

где R – наружный радиус корпуса, $R = 970 \text{ мм}$; L_q – расчетная ширина пакета, $L_q = 500 \text{ мм}$.

Такой уровень контактного давления критичен для легкого заполнителя многослойной пластиковой цилиндрической оболочки, имеющей наибольшую жесткость при минимальной массе [8]. Исследования органопластиковых цилиндрических удлиненных узлов стыковки с сотовым заполнителем корпусов ракетных двигателей диаметром 2,4 м показали, что при нагружении их наружным давлением 1 МПа они разрушались вследствие потери прочности сотового заполнителя, имевшего прочность при сжатии на образцах 1,5 МПа.

Уровень контактного давления между тканевым пакетом и цилиндрической оболочкой модели № 2 (см. табл. 4) с учетом соотношения (5) составляет

$$q_m = \frac{2n_{\text{разр}} \cdot Q_{\text{пак}}}{D_m \cdot L_m} = 1,7 \text{ МПа},$$

где $n_{\text{разр}}$ – число разрушенных слоев пакета модели № 2, $n_{\text{разр}} = 19$; D_m – диаметр модели, $D_m = 636 \text{ мм}$; L_m – ширина пакета, $L_m = 150 \text{ мм}$.

Данный уровень контактного давления на модели диаметром 636 мм недостаточен для проверки эффективности многослойной структуры стенки цилиндрической оболочки из ПКМ.

Представленные расчеты показывают низкий уровень нагрузок при испытаниях моделей, диаметр которых в три раза меньше диаметра натурального корпуса, что свидетельствует о невозможности моделирования уровня контактного давления тканевого пакета при ударном взаимодействии ИЛ с цилиндрической оболочкой, необходимого для корректной оценки параметров конструкции корпуса из ПКМ минимальной массы.

О моделировании ударного взаимодействия оторвавшейся углепластиковой лопатки с пластиковой оболочкой корпуса

В проведенных исследованиях моделей и полногабаритных корпусов использованы титановые фрагменты лопаток и их имитаторов. В настоящее время большое внимание уделяется углепластиковой (УП) лопатке, создание которой является далекой перспективой. Следует отметить, что для низких скоростей ударного взаимодействия оторвавшейся лопатки с оболочкой корпуса 250–300 м/с относительно скорости звука в металлах и в ПКМ 1,2–10 км/с механизмы

и процессы разрушения металлических и пластиковых деталей не отличаются, поэтому разработанные инженерные методики расчета [3, 4] и созданные на их основе конструкции корпусов применимы для лопаток из любых материалов и гарантируют локализацию их фрагментов в случае отрыва от ротора.

Для конструктора представляют интерес конструкция и параметры УП оболочки корпуса при использовании УП лопатки и возможности применения результатов исследований моделей. Ниже приведена оценка толщин непробиваемых стенок угле- и органопластикового корпусов диаметром 2 м для наибольшего фрагмента УП лопатки.

Максимальная масса фрагмента УП лопатки из отечественного материала может быть определена из соотношения

$$m_0 = m \frac{\sigma_{Me} \cdot \rho_{уп}}{\sigma_{уп} \cdot \rho_{Me}} = 4,6 \text{ кг}, \quad (8)$$

где m – максимальная масса фрагмента титановой лопатки по данным табл. 2, $m = 6$ кг; σ_{Me} и $\sigma_{уп}$ – пределы прочности, соответственно, титанового сплава ВТ6 и УП на основе ткани УТ-900, $\sigma_{Me} = 950$ МПа и $\sigma_{уп} = 400$ МПа; ρ_{Me} и $\rho_{уп}$ – плотности соответственно титанового сплава ВТ6 и УП, $\rho_{Me} = 4650$ кг/м³ и $\rho_{уп} = 1500$ кг/м³.

Такая лопатка с максимальной массой фрагмента 4,6 кг вряд ли приемлема. В перспективе для предела прочности УП, равного 800 МПа, достигнутого в настоящее время за рубежом, масса фрагмента лопатки по соотношению (8) составляет 2,3 кг. Так как УП имеет низкую сдвиговую прочность, то как допущение принято, что для УП лопатки «явление резания» отсутствует. Наибольшие критические сжимающие усилия лопатки на периферии и на половине ее длины по пределу прочности УП при сжатии вдоль лопатки $\sigma_{-1\epsilon} = 600$ МПа составляют соответственно

$$N_{сж}^{пер} = B \cdot \delta_{пер} \cdot \sigma_{-1\epsilon} = 750 \text{ кН}, \quad (9)$$

$$N_{сж} = \epsilon \cdot \delta \cdot \sigma_{-1\epsilon} = 900 \text{ кН}, \quad (10)$$

где B – максимальная ширина лопатки, $B = 250$ мм; $\delta_{пер}$ – максимальная толщина лопатки на периферии, $\delta_{пер} = 5$ мм; ϵ – ширина лопатки на половине ее длины, $\epsilon = 150$ мм; δ – средняя толщина лопатки на половине ее длины, $\delta = 10$ мм.

Наибольшее критическое сжимающее усилие лопатки по устойчивости

$$N_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(0,5L)^2} = 146 \text{ кН}, \quad (11)$$

где E – модуль упругости материала стенки вдоль лопатки, $E = 90$ ГПа; J – момент инерции поперечного сечения лопатки на половине ее длины, $J = \frac{\epsilon \cdot \delta^3}{12} = 12\,500$ мм⁴; L – длина консольной части и максимального фрагмента лопатки, $L = 550$ мм.

Инерционное усилие отрыва лопатки от ротора

$$F_{цб} = \frac{m_0 \cdot v^2}{R_{л}} = 414 \text{ кН}, \quad (12)$$

где m_0 – масса лопатки, $m_0 = 2,3$ кг; v – линейная скорость центра массы лопатки, $v = 300$ м/с; $R_{л}$ – радиус центра массы лопатки, $R_{л} = 500$ мм.

Контактное динамическое усилие воздействия лопатки на корпус

$$Q_{дин} = \kappa_d \cdot F_{цб} = 828 \text{ кН}, \quad (13)$$

где κ_d – минимальная величина коэффициента динамичности, $\kappa_d = 2$ [17].

Сравнение полученных величин усилий свидетельствует о возможном смятии периферийной части лопатки и последующей потере устойчивости оторвавшегося фрагмента лопатки при первом соприкосновении с оболочкой корпуса (первичный удар). Наличие окружной составляющей сжимающего усилия (поперечного для лопатки) может привести к дальнейшему изгибу и разрушению лопатки на две части. Поперечное разрушающее усилие лопатки

$$T_{\text{разр}} = \frac{\sigma_b \cdot \epsilon \cdot \delta^2}{3L} = 7,3 \text{ кН},$$

где σ_b – предел прочности материала лопатки, $\sigma_b = 800$ МПа.

Консольный прогиб лопатки перед разрушением

$$u = \frac{T_{\text{разр}} \cdot (0,5L)^3}{3E \cdot J} = 45 \text{ мм}.$$

Работа разрушения лопатки

$$A_3 = 0,5T_{\text{разр}} \cdot u = 164 \text{ Дж}.$$

Таким образом, на работу разрушения фрагмента лопатки расходуется незначительная часть его кинетической энергии.

Для исключения среза УП оболочки корпуса ее толщина в зоне лопатки должна быть не менее

$$h_1 \geq \frac{Q_{\text{дин}} \cdot \eta}{B \cdot \tau_b} = 40 \text{ мм},$$

где η – коэффициент 20%-ного запаса по кинетической энергии согласно нормам прочности, $\eta = 1,2$ [7]; B – ширина лопатки на периферии, $B = 250$ мм; τ_b – предел прочности при срезе материала УП, $\tau_b = 100$ МПа.

Представляет интерес оценка применения органоластика группы ВКО-2ТБ [18, 19]. Ввиду отсутствия данных по пределу прочности при срезе органоластика этой группы расчет проведен по данным эксперимента [19] как для изотропного материала по соотношению (2), которое можно представить в виде

$$\delta = \kappa_{\text{оп}} \left(\frac{m \cdot v^2}{L} \right)^{\frac{2}{3}}. \quad (14)$$

где δ – необходимая толщина стенки цилиндрического корпуса, обеспечивающая непробитие; $\kappa_{\text{оп}}$ – опытный коэффициент; m – масса ПЭ (пуля, фрагмент оторвавшейся лопатки); v – линейная скорость центра массы ПЭ; L – периметр соприкасаемой поверхности ПЭ.

Из соотношения (14) по данным ПЭ [19] (пуля FVJ RN калибра 9 мм, масса 8 г, скорость 436 м/с) при толщине непробитой защитной пластинки $\delta = 4,6$ мм величина опытного коэффициента для органоластика группы ВКО-2ТБ составляет $\kappa_{\text{оп}} = 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ м} \cdot \text{Н}^{-2/3}$. Тогда для параметров УП лопатки толщина органопластиковой оболочки корпуса в зоне лопатки должна быть не менее

$$\delta = \kappa_{\text{оп}} \left(\frac{m \cdot v^2 \cdot \eta}{2B} \right)^{\frac{2}{3}} = 3,5 \cdot 10^{-6} \left(\frac{2,3 \cdot 300^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 0,25} \right)^{\frac{2}{3}} = 20 \text{ мм}.$$

При вторичном ударе фрагментом комлевой части лопатки напряжения в материале корпуса могут превысить напряжения первичного удара, так как в этом случае уменьшается периметр контакта соприкасаемой поверхности фрагмента, кроме того, фрагмент получает радиальную составляющую вектора скорости, а также дополнительную кинетическую энергию при

возможном ударе догоняющей рабочей лопадки. Этот процесс требует проведения дополнительных расчетно-экспериментальных исследований.

Ниже приведена оценка возможности моделирования ударного взаимодействия пластиковой модели с имитатором УП лопадки. Основными параметрами приняты скорость ИЛ и соотношение масс оболочки корпуса и лопадки. Расчет параметров пластиковой модели для испытаний на установке, приведенной на рис.1, проведен относительно пластиковой оболочки корпуса диаметром 2 м, длиной 800 мм, толщиной 20 мм. Масса такой оболочки составляет около 150 кг. Для фрагмента лопадки массой 2,3 кг соотношение масс оболочки корпуса и лопадки равно $k_m = 65$. Для диаметра модели 636 мм при толщине $\delta_m = 6,4$ мм ее длина должна быть не менее $L_m = 225$ мм. При массе такой модели, равной $m_m = 4,3$ кг, фрагмент имитатора УП лопадки должен быть массой $m_{ИЛ} = 66$ г. Из соотношений диаметров оболочки корпуса и модели ширина ИЛ составляет $v_{ИЛ} = 80$ мм. При длине $l = 90$ мм для массы $m_{ИЛ} = 66$ г толщина ИЛ должна быть равна 2 мм на периферии ($\delta_{пер}$) и 10,4 мм в комлевой части (при имитации изменения толщины «пера» лопадки по ее длине).

Из соотношений (9)–(13), с учетом радиуса центра массы ИЛ $R_L = 255$ мм и линейной скорости $v = 300$ м/с, получаем следующие величины усилий для ИЛ из УП:

- критическое сжимающее усилие ИЛ на периферии $N_{сж}^{пер} = 96$ кН,
- критическое сжимающее усилие ИЛ на половине ее длины по пределу прочности УП при сжатии $N_{сж} = 297$ кН,
- критическое сжимающее усилие ИЛ по устойчивости $N_{кр} = 697$ кН,
- инерционное усилие отрыва ИЛ от ротора $F_{цб} = 23$ кН,
- контактное динамическое усилие воздействия ИЛ на модель $Q_{дин} = 46$ кН.

Сравнение представленных усилий показывает, что инерционное и ударное усилия ниже разрушающих усилий ИЛ и усилия среза оболочки модели, равного

$$Q_{ср} = \delta_m \cdot v_{ИЛ} \cdot \tau_s = 51 \text{ кН},$$

что свидетельствует о невозможности пробития оболочки модели ИЛ. При изменении конструкции ИЛ и уменьшении толщины оболочки модели, с целью их разрушения на испытании, ударный процесс в модели будет отличен от ударного процесса в полногабаритной конструкции, что вызовет проблему переноса (использования) результатов испытаний моделей.

Выводы

1. Сравнение результатов испытаний моделей диаметром 636 мм и натуральных полногабаритных корпусов диаметром 2 м показывает их несопоставимость, что вызвано отсутствием в моделях имитации реального ударного взаимодействия оторвавшейся лопадки с корпусом вентилятора.

2. Для разработки методики проектирования конструкции пластикового корпуса вентилятора минимальной массы большого диаметра необходимо проведение исследований на модели диаметром, близким диаметру натурального корпуса, вследствие низкого уровня действующих нагрузок при испытаниях малогабаритных моделей.

3. Испытания пластикового полногабаритного корпуса выявили явление резания материала корпуса лопатками ротора при деформировании корпуса от удара оторвавшейся лопадки, что не может быть реализовано на испытаниях малогабаритных моделей.

4. Применение полимерных композиционных материалов для корпуса вентилятора может быть рассмотрено только в сочетании с тканевым «сухим» пакетом, который должен гасить основную долю кинетической энергии оторвавшейся лопадки. Тканевый пакет работоспособен только при опирании на жесткий корпус, поэтому корпус из полимерных композиционных ма-

териалов должен быть достаточно жестким как для эффективной работы тканевого пакета, так и для минимального воздействия на него рабочих (неразрушенных) лопаток.

5. Расчеты показывают, что моделирование ударного взаимодействия оторвавшейся углепластиковой лопатки с корпусом вентилятора из полимерных композиционных материалов на малогабаритных моделях проблематично вследствие низкого уровня действующих нагрузок.

Библиографический список

1. Гладкий И.Л., Березин Р.И. Экспериментальное исследование стойкости к ударному воздействию материалов, применяющихся в корпусах вентиляторов газотурбинных двигателей // Изв. Самар. науч. центра РАН. – 2012. – Т. 14, № 4–5. – С. 1359–1362.

2. Бузюркин А.Е., Гладкий И.Л., Краус Е.И. Численное моделирование аварийного обрыва лопатки вентилятора газотурбинного двигателя // Обработка металлов. – 2014. – Окт.–дек. – № 4(65). – С. 52–60.

3. Оценка защитной способности корпуса вентилятора турбореактивного двигателя / В.А. Куртеев, Б.Г. Мозеров, М.И. Соколовский, А.А. Иноземцев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2015. – № 40. – С. 22–43.

4. Расчетно-экспериментальные исследования прочности корпуса вентилятора турбореактивного двигателя при ударном воздействии оторвавшейся лопатки / В.А. Куртеев, С.И. Бурдюгов, А.А. Иноземцев, В.И. Ломаев, Б.Г. Мозеров, М.И. Соколовский, В.Б. Шатров // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2017. – № 1. – С. 85–103.

5. Каримов В.З., Кремлев А.Н., Попова А.С. Применение детонирующих удлиненных зарядов для отрыва лопатки вентилятора при испытании авиационного двигателя // Научные исследования и инновации. – 2007. – № 1. – С. 148–151.

6. Попова А.С., Кремлев А.Н., Каримов В.З. Оптимизация параметров устройства отрыва лопатки вентилятора авиадвигателя по результатам сертификационных испытаний // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики: материалы V Всерос. науч.-техн. конф., Казань, 12–13 октября 2009 г. – Казань, 2009. – Т. 1. – С. 198–200.

7. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации / под ред. Ю.А. Ножницкого // Центр. ин-т авиац. моторостроения им. П.И. Баранова. – М., 2004.

8. Лизин В.Т., Пяткин В.А. Проектирование тонкостенных конструкций. – М.: Машиностроение, 1994.

9. Материалы и защитные структуры для локального и индивидуального бронирования / В.А. Григорян [и др.]. – М.: РадиоСофт, 2008.

10. Крундаева А.Н., Шмотин Ю.Н. Разработка конструкции комбинированного корпуса и расчет его динамической прочности в случае обрыва лопатки ротора // Труды МАИ. – № 73.

11. Расчетно-экспериментальный критерий динамической прочности корпуса газотурбинного двигателя при обрыве лопатки ротора / А.А. Рябов, В.И. Романов, С.С. Куканов, Ю.Н. Шмотин, Д.В. Габов // Вестник МАИ. – 2015. – Т. 22, № 3. – С. 76–84.

12. Ткань техническая для производства средств индивидуальной бронезащиты. Технические условия. ТУ 8378-020-00320992–2004.

13. Харченко Е.Ф., Ермоленко А.Ф. Изменение энергопоглощения текстильных бронематериалов в зависимости от скорости поражающих элементов // Вопросы оборонной техники. Сер. 15. – 2010. – Вып. 1(156)–2(157). – С. 39–42.

14. Разработка рациональных структур мягкой баллистической защиты на основе арамидных нитей «Руслан» / П.Е. Сафонов, Н.М. Левакова, С.С. Юхин, М.Е. Буланова // Вопросы оборонной техники. Сер. 15. – 2013. – Вып. 3(170)–4(171). – С. 27–33.

15. Ермоленко А.Ф. Модель послыонного пробития тканевых и композитных броневых преград // Вопросы оборонной техники. Сер. 15. – 2012. – Вып. 1(164)–2(165). – С. 18–23.

16. Пейчев Г.И., Николаевский С.В., Вигант Ю.В. ЗМКБ «Прогресс»: композиты в авиадвигателях семейства Д36 // Технологические системы. – 2000. – № 2. – С. 15–21.

18. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1975.

19. Легкие конструкционные органопластики, стойкие к ударным и баллистическим воздействиям / Г.Ф. Железина, И.В. Зеленина, Н.Ф. Лукина, Л.Г. Орлова, В.В. Сидорова // Все материалы: энцикл. справ. – 2007. – № 8.

20. Конструкционные органопластики для защиты от ударных и баллистических воздействий / Г.Ф. Железина, И.В. Зеленина, Л.Г. Орлова, В.В. Сидорова, П.К. Платов // Конверсия в машиностроении. – 2008. – № 2.

References

1. Gladkiy I.L., Berezin R.I. Eksperimentalnoe issledovanie stoykosti k udarnomu vozdeystviyu materialov, primenyayushchikhsya v korpusakh ventilyatorov gazoturbinnikh dvigateley [Experimental determination of durability to shock impact of materials, which were applied in fans cases of gas turbine engines]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2012, vol. 14, no. 4-5, p. 1359-1362.

2. Buzurkin A.E., Gladkiy I.L., Kraus E.I. Chislennoe modelirovanie avariynogo obryva lopatki ventilyatora gazoturbinnogo dvigatelya [Numerical simulation of emergency of fan vane tear-off in gas turbine engine]. *Obrabotka metallov*, October – December 2014, Issue 4(65), pp. 52-60.

3. Kurteev V.A., Mozerov B.G., Sokolovskiy M.I., Inozemtsev A.A. Otsenka zashchitnoy sposobnosti korpusa ventilyatora turboreaktivnogo dvigatelya. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta* [Analysis of protecting ability in turbojet fan case]. *Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Aerospace engineering*, 2015, Vol. 40, pp. 22-43.

4. Kurteev V.A., Burdyugov S.I., Inozemtsev A.A., Lomaev V.I., Mozerov B.G., Sokolovskiy M.I., Shatrov V.B. Raschetno-eksperimentalnye issledovaniya prochnosti korpusa ventilyatora turboreaktivnogo dvigatelya pri udarnom vozdeystvii otorvavsheysya lopatki [Strength experiment calculations of turbojet fan case under impact of torn vane]. *PNRPU Mechanics Bulletin*, 2017. Vol. 1, pp. 85-103.

5. Karimov V.Z., Kremlev A.N., Popova A.S. Primenenie detoniruyushchikh udlinennykh zaryadov dlya otryva lopatki ventilyatora pri ispytanii aviatsionnogo dvigatelya [Application detonating long charges for torn fan vane on test turbojet]. *Nauchnye issledovaniya i innovatsii*, No. 1, 2007, pp. 148-151.

6. Problemy i perspektivy razvitiya aviatsii, nazemnogo transporta i energetiki [Optimal data testing torn fan vane turbojet for results certification test]. *Problemy i perspektivy razvitiya aviatsii, nazemnogo transporta i energetiki. Materialy V vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, Kazan, 12-13 october 2009*, Vol. 1, p. 198-200.

7. Yu.A. Nozhnitskiy. Normy prochnosti aviatsionnykh gazoturbinnikh dvigateley grazhdanskoy aviatsii [Norms strength of aircraft gas turbine engines of civil aviation]. Moscow: CIAM, 2004, Ed. 6.

8. Lizin V.T., Pyatkin V.A. Proektirovanie tonkostennykh konstruksiy [Design of thin wall structures]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1994.

9. Grigoryan V.A., etc. Materialy i zashchitnye struktury dlya lokalnogo i individualnogo bronirovaniya [Materials and protecting structures for local and individual armoring]. Moscow: RadioSoft, 2008.

10. Krundaeva A.N., Shmotin Yu.N. Razrabotka konstruksii kombinirovannogo korpusa i raschet ego dinamicheskoy prochnosti v sluchae obryva lopatki rotora [Design development of combined case and calculation of its dynamic strength in case of rotor vane tearing-off]. *Trudy MAI*, Issue 73.

11. Ryabov A.A., Romanov V.I., Kukanov S.S., Shmotin Yu.N., Gabov D.V. Raschetno-eksperimentalnyy kriteriy dinamicheskoy prochnosti korpusa gazoturbinnogo dvigatelya pri obryve lopatki rotora [Experiment calculations criterion dynamics strength of turbojet fan case under impact of torn vane]. *Vestnik MAI*, 2015, Series 22, vol. 3, pp. 76-84.

12. Tkan tekhnicheskaya dlya proizvodstva sredstv individualnoy bronezashchity. Tekhnicheskies usloviya [Duck fabric for manufacture of individual armored protection. Specifications]. TU8378-020-00320992-2004.

13. E.F. Kharchenko, A.F. Ermolenko. Izmenenie energopogloshcheniya tekstilnykh bronematerialov v zavisimosti ot skorosti porazhayushchikh elementov [Energyabsorbing changes in textile armory materials depending upon velocity of damaging factors]. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Series 15*, 2010, no. 1(156)-2(157), pp. 39-42.

14. Safonov P.E., Levakova N.M., Yukhin S.S., Bulanova M.E. Razrabotka ratsionalnykh struktur myagkoy ballisticheskoy zashchity na osnove aramidnykh nitay Ruslan [Development of rational structures of soft ballistic armory made of Ruslan aramid fibers]. *Voprosy oboronnoy tekhniki*, 2013, vol.15, no. 3(170)-4(171), pp. 27-33.

15. Ermolenko A.F. Model posloynogo probitiya tkanevykh i kompozitnykh bronevykh pregrad [Model of layer-by-layer damage of textile and composite armoring shields]. *Voprosy oboronnoy tekhniki*, 2012, vol. 15, no. 1(164)-2(165), pp. 18-23.

16. Peychev G.I., Nikolaevskiy S.V., Vigant Yu.V. ZMKB “Progress”: kompozity v aviadvigatelyakh semeystva D36 [“Progress”: composites in aviamotors D36]. Tekhnologicheskie sistemy, 2000, no. 2/2000, pp. 15-21.

17. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. Spravochnik po soprotivleniyu materialov [Reference book about resistance of materials]. Kiev, Naukova dumka, 1975.

18. Zhelezina G.F., Zelenina I.V., Lukina N.F., Orlova L.G., Sidorova V.V. Legkie konstruksionnye organoplastiki, stoykie k udarnym i ballisticheskim vozdeystviyam [Light composites for protecting ability to shock and ballistic impact]. Vse materialy. Entsiklopedicheskiy spravochnik, 2007, no. 8.

19. Zhelezina G.F., Zelenina I.V., Orlova L.G., Sidorova V.V., Platov P.K. Konstruksionnye organoplastiki dlya zashchity ot udarnykh i ballisticheskikh vozdeystviy [Composites for protecting ability to shock and ballistic impact]. Konversiya v mashinostroenii, 2008, no. 2.

Об авторе

Куртеев Владимир Аркадьевич (Пермь, Россия) – ведущий конструктор ПАО «Научно-производственное объединение “Искра”» (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28, e-mail: kva730@iskra.perm.ru).

About the author

Vladimir A. Kurtseyev (Perm, Russian Federation) – Leading Designer of PSC “Research and Production Association “Iskra”” (28, Academician Vedeneyev st., Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: kva730@iskra.perm.ru).

Получено 12.02.2018