

УДК 539.374.519.8

## ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ КОМПОЗИТНОЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА НА ЕЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ

В. С. ЖЕРНАКОВ<sup>1</sup>, Ю. С. ПЕРВУШИН<sup>2</sup>, П. В. СОЛОВЬЕВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>zhvs@rb.ru, <sup>2</sup>pcomposit@mail.ru, <sup>3</sup>paulnightingale@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 08.09.2017

**Аннотация.** В статье представлены теоретические основы расчета напряженного и деформированного состояний композиционных лопаток компрессора центробежного типа. Определены основные внешние силовые факторы, действующие на лопатку центробежного компрессора. Приведены результаты вычислительного эксперимента по выявлению влияния структуры лопатки (углов укладки слоев) на величину напряжений в слоях и деформированное состояние лопатки. Моделирование производилось в программном комплексе ANSYS с использованием модуля ANSYS Composite Prepost. В качестве материала лопатки рассматривался слоистый волокнистый углеродный пластик на основе углеродной ленты и полиимидного связующего. Результаты моделирования позволили определить такую структуру композитной лопатки компрессора, которая наиболее полно отвечает внешнему полю механических и температурных нагрузок.

**Ключевые слова:** композит; слой; напряжение; деформация, центробежный компрессор, лопатка, структура.

### ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных направлений улучшения тактико-технических характеристик авиационной техники в настоящее время является использование в их конструкциях композитных материалов (КМ), что подтверждается целым рядом теоретических и экспериментальных исследований отечественных и зарубежных авторов.

Применение композитов открывает широкие возможности для создания конструкций, оптимальным образом подходящих для различных условий эксплуатации. Основным инструментом проектировщиков для этого является варьирование структурой композита (матричной и армирующей компонентами, коэффициентом объемного содержания воло-

кон, углами и последовательностью укладки слоев в пакете). С другой стороны, многообразие факторов, воздействующих на свойства КМ, требует более глубокого понимания влияния структуры композита на напряженное и деформированное состояния (НДС), а также на прочность и жесткость элементов конструкций.

Физико-механические свойства слоистого композита всецело зависят от его структуры, так как она обуславливает его упругие, прочностные, теплофизические и др. характеристики.

При проектировании изделий из композитов обычно используют следующие структуры (рис. 1) [1].

В связи с этим вопросы выбора структуры композитной лопатки, обеспечивающей благоприятное напряженное и деформированное состояние, являются весьма актуальными для проектировщиков.

---

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Республики Башкортостан в рамках научного проекта № 17-48-020978 p\_a.*

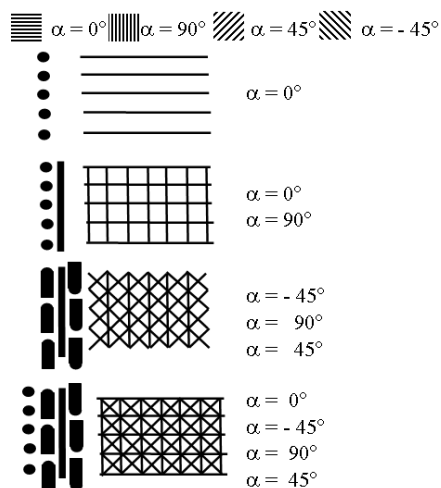


Рис. 1. Типовые структуры укладки изделий из КМ

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На рис. 2 представлено сечение лопатки. На диске, вращающемся с угловой скоростью  $\omega$ , лопатка представляет собой незамкнутую короткую с переменной длиной и толщиной оболочку, имеющую переменную кривизну в окружном и осевом направлениях [2].

На лопатку центробежного компрессора действуют [3]:

- 1) центробежная сила собственной массы лопатки;
- 2) газовые силы, являющиеся результатом взаимодействия лопатки с рабочим телом.

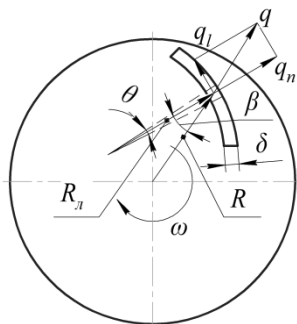


Рис. 2. К определению центробежных сил, действующих на лопатку

Центробежная сила на единицу ширины лопатки

$$q^* = \rho R_n d \theta \delta \omega^2 R,$$

где  $\rho$  – плотность композита;  $R_n$  – радиус кривизны выделенного элемента лопатки;

$R_n d \theta$  – длина выделенного элемента в окружном направлении;  $\delta$  – толщина лопатки в месте сечения;  $\omega$  – угловая скорость;  $R$  – расстояние от центра тяжести выделенного элемента до оси вращения.

Центробежная сила на единицу длины и ширины лопатки

$$q = \frac{q^*}{R_n d \theta} = \rho \delta \omega^2 R.$$

Центробежная сила на единицу длины и ширины лопатки  $q$  раскладывается на следующие компоненты (рис. 2):  $q_n = q \cdot \cos \beta = \rho \delta \omega^2 R \cos \beta$  – составляющая центробежной силы по нормали к поверхности лопатки,  $q_l = q \cdot \sin \beta = \rho \delta \omega^2 R \sin \beta$  – составляющая центробежной силы в окружном направлении лопатки.

Центробежная сила и ее составляющие являются функциями  $R$ ,  $\beta$ ,  $\delta$ ,  $R_n$ .

$$q = f(R, \beta, \delta, R_n),$$

$$q_n = \psi(R, \beta, \delta, R_n),$$

$$q_l = \varphi(R, \beta, \delta, R_n).$$

К нагрузкам от центробежной силы необходимо добавить нагрузку от разности давлений на спинке и корытце лопатки. Разность давлений также является функцией длины в окружном направлении.

Общая распределенная нагрузка по нормали к поверхности лопатки представляет сумму

$$q_s = q_n + q_a,$$

где  $q_s$  – суммарная распределенная нагрузка;  $q_a$  – нагрузка от разности давлений на спинке и корытце лопатки.

На выделенный из лопатки элемент действуют растягивающие в окружном направлении усилия  $N$ , поперечный  $Q_1, Q_2$ , изгибающие моменты  $M_1, M_2$ .

Расчетная схема лопатки представляет собой незамкнутую оболочку с переменной кривизной в окружном и осевом направлениях.

Лопатка относится к оболочкам короткой длины и с переменной толщиной по длине

$$l \leq \frac{\pi}{k}, \text{ где}$$

$$k = \sqrt[4]{\frac{E_2}{E_1} \frac{3(1-\nu_{12}\nu_{21})}{r^2\delta^2}}, \quad \delta = f(l), \quad r = \text{var.}$$

### ПОДГОТОВКА ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА

Для учета газовых сил при проведении расчета на прочность необходимо знать распределение давлений по спинке и корыту лопатки. Исходными данными расчета были распределение статического давления и температуры вдоль втулки рабочего колеса центробежного компрессора.

Для получения необходимого распределения давлений был проведен газодинамический расчет рабочего колеса центробежного компрессора методом конечных элементов. В качестве исходных данных для него были приняты следующие параметры:

- статическое давление на входе  $p_1 = 101,325$  кПа;
  - статическое давление на выходе  $p_2 = 540$  кПа;
  - частота вращения ротора  $n = 40000$  об/мин;
  - распределение температуры по хорде от  $30^\circ\text{C}$  на входе до  $285^\circ\text{C}$  на выходе.
- Результаты газодинамического расчета показали:
- статическое давление на спинке  $p_{\text{сп}}$  лопатки изменяется от 0 и до 405 кПа, полное давление на спинке  $p_{\text{сп}}^*$  изменяется от 0 до 1395 кПа;
  - статическое давление на корыте  $p_{\text{кор}}$  лопатки изменяется от 0 и до 477 кПа, полное давление на корыте  $p_{\text{кор}}^*$  изменяется от 0 до 1620 кПа.

Силовая схема лопатки состоит из распределенной по нормали к поверхности переменной нагрузки, распределенной нагрузки в окружном направлении и реакции упруго защемленной заделки.

Для расчета напряженно-деформированного состояния композитной лопатки принята методика численного решения методом конечного элемента с послойным анализом напряженного и деформированного состояний.

### РАСЧЕТ НДС ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА

Рассмотрим напряженное состояние лопатки центробежного компрессора из композиционного материала.

Физико-механические характеристики однонаправленного композита получены на основе механических характеристик углеродной ленты и связующего и представлены в табл. 1.

Таблица 1

**Физико-механические свойства  
однаправленного композита  
при повышенных температурах**

№	Характеристика	Единицы измерения	Температура, °C	
			22	285
—	—	—	22	285
1	$E_1$	МПа	$137,9 \times 10^3$	$120,1 \times 10^3$
2	$E_2$	МПа	$6,3 \times 10^3$	$5,5 \times 10^3$
3	$G_{12}$	МПа	$4,6 \times 10^3$	$4,0 \times 10^3$
4	$\nu_{12}$	—	0,22	0,22
5	$\nu_{21}$	—	0,010	0,010
6	$\rho_{\text{км}}$	г/см <sup>3</sup>	1,56	1,56
7	$\alpha_{e1}$	1/°C	$7,6 \cdot 10^{-9}$	$7,6 \cdot 10^{-9}$
8	$\alpha_{e2}$	1/°C	$36 \cdot 10^{-6}$	$36 \cdot 10^{-6}$
9	$\bar{\sigma}_1^+$	МПа	1400	1330
10	$\bar{\sigma}_1^-$	МПа	950	850
11	$\bar{\sigma}_2^+$	МПа	64,4	61,1
12	$\bar{\sigma}_2^-$	МПа	91,8	82,1
13	$\bar{\tau}_{12}$	МПа	19,5	15,4

Структура укладки слоев лопатки –  $(0/90)_n$ . Количество слоев в лопатке – 22. Толщина одного слоя – 0,13 мм. Расположение системы координат по лопатке представлено на рис. 3.

На рис. 4 представлено распределение коэффициента запаса прочности по композитным лопаткам в рассматриваемом сегменте центробежного компрессора.

Коэффициент запаса прочности  $RF$  определяется в соответствии с выбранным критерием прочности – в данном случае критерием Мизеса–Хилла [4, 5], широко используемым для слоистых композиционных материалов при послойном анализе прочности – по формуле

$$RF = (IRF)^{-1} = (\sqrt{H_{cr}})^{-1} = \left( \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{X}\right)^2 - \frac{\sigma_1\sigma_2}{XY} + \left(\frac{\sigma_2}{Y}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S}\right)^2} \right)^{-1},$$

где  $X$ ,  $Y$  и  $S$  – предельные напряжения в условиях одноосного нагружения однонаправленного слоя в направлении параллельно и перпендикулярно волокнам и при сдвиге в плоскости слоя соответственно,  $\sigma_1, \sigma_2, \tau_{12}$  – действующие напряжения в направлении главных осей упругости однонаправленного слоя.

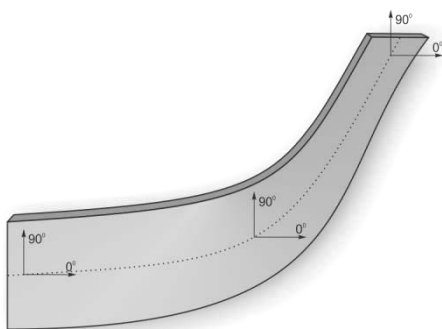


Рис. 3. Локальные системы координат лопатки для ориентации направлений укладки слоев

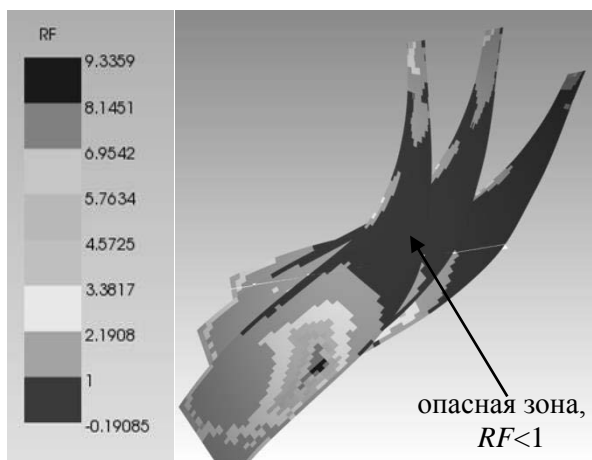


Рис. 4. Распределение коэффициентов запаса прочности по композитной лопатке центробежного компрессора

Из графика видно, что в лопатке присутствует обширная зона, в которой коэффициент запаса прочности меньше 1, что говорит о том, что условие прочности там не выполняется и может иметь место разрушение.

Чтобы проанализировать, от каких напряжений может иметь место разрушение лопатки в опасной зоне, рассмотрим напряженное состояние наиболее нагруженных слоев лопатки.

На рис. 5–10 представлены напряжения в двух слоях лопатки, уложенных под углами  $0^\circ$  и  $90^\circ$  соответственно. Слои уложены у корытца лопатки.

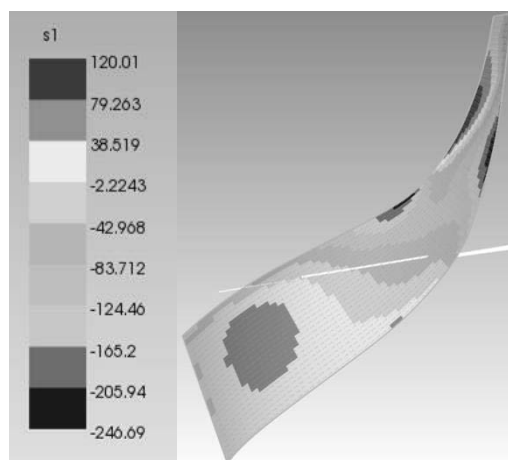


Рис. 5. Распределение нормальных напряжений вдоль волокон  $\sigma_1$  в слое лопатки, уложенном под углом  $0^\circ$  (МПа)

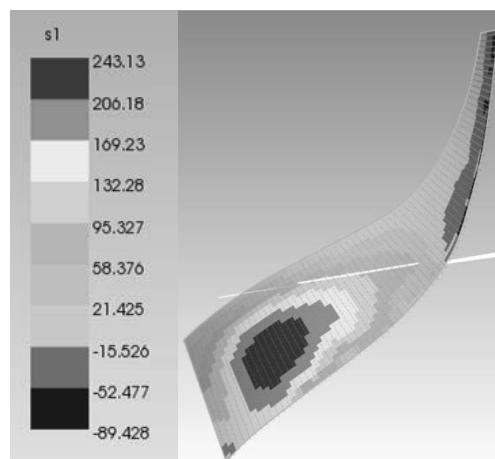
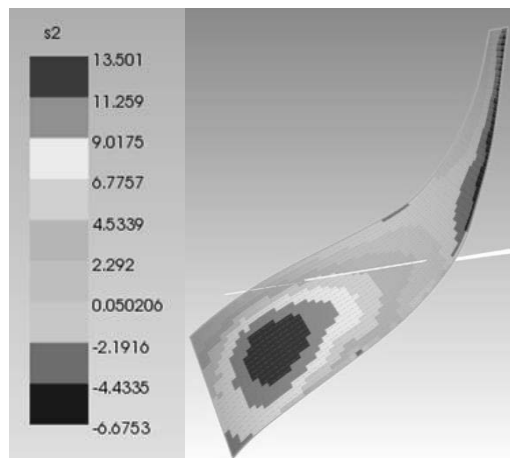


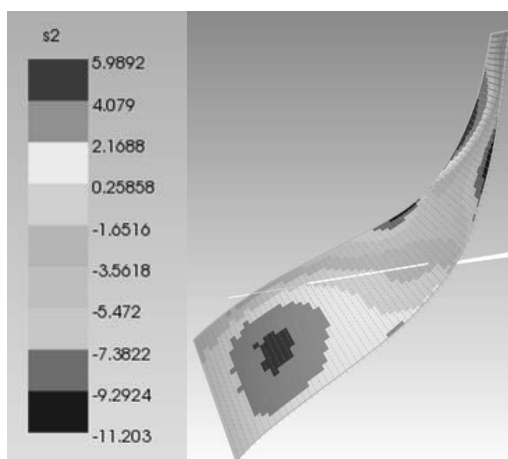
Рис. 6. Распределение нормальных напряжений вдоль волокон  $\sigma_1$  в слое лопатки, уложенном под углом  $90^\circ$  (МПа)

Анализ результатов расчета НДС (рис. 5–10) показал, что в переходной зоне лопатки, которая соответствовала опасной зоне на рис. 4, действуют значительные ка-

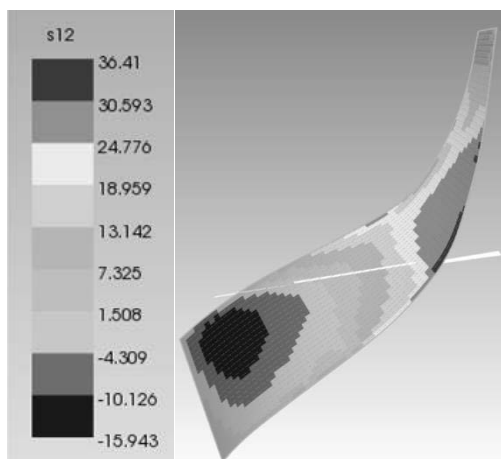
сательные напряжения, которые могут быть причиной разрушения границы раздела связующего и армирующего материала.



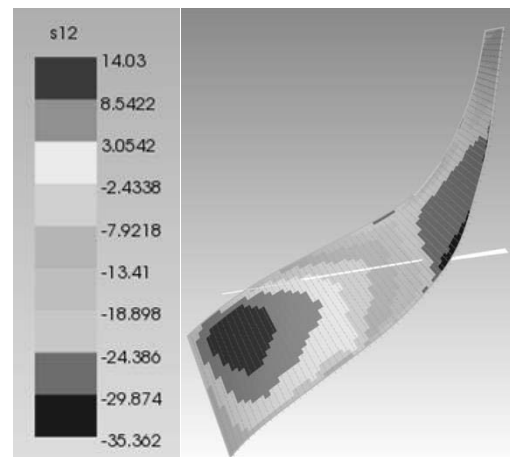
**Рис. 7.** Распределение нормальных напряжений поперек волокон  $\sigma_2$  в слое лопатки, уложенном под углом  $0^\circ$  (МПа)



**Рис. 8.** Распределение нормальных напряжений поперек волокон  $\sigma_2$  в слое лопатки, уложенном под углом  $90^\circ$  (МПа)



**Рис. 9.** Распределение касательных напряжений  $\tau_{12}$  в слое лопатки, уложенном под углом  $0^\circ$  (МПа)



**Рис. 10.** Распределение касательных напряжений  $\tau_{12}$  в слое лопатки, уложенном под углом  $90^\circ$  (МПа)

Для обеспечения прочности по касательным напряжениям необходимо либо изменение структуры лопатки для уменьшения касательных напряжений в слоях (введение слоев, уложенных под углом  $45^\circ$  или близком к нему), применение связующего с более высокой сдвиговой прочностью или повышение сдвиговой прочности однонаправленного слоя путем использования 3D-армирования.

#### ВЫБОР СТРУКТУРЫ УКЛАДКИ СЛОЕВ ЛОПАТКИ ДЛЯ БОЛЕЕ БЛАГОПРИЯТНОГО ВОСПРИЯТИЯ ПОЛЯ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК

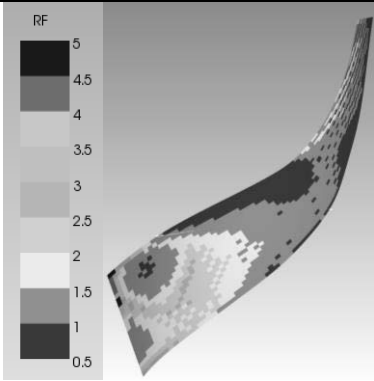
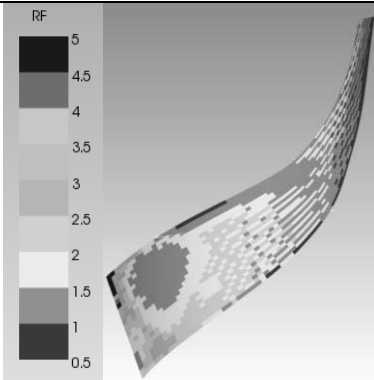
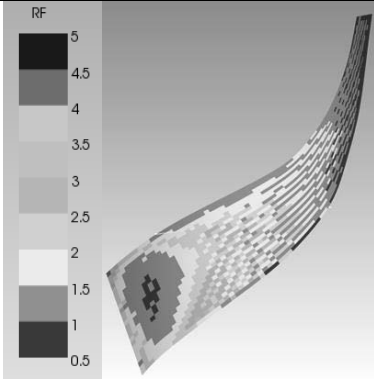
Полученные в предыдущем разделе результаты показали, что столь малые значения коэффициентов запаса прочности обусловлены низкой сдвиговой прочностью однонаправленного слоя, которая зависит от сдвиговой прочности связующего и адгезионной прочности по границе «волокна-матрица». Соотношения действующих и предельных нормальных напряжений обеспечивают большой запас по прочности. Для обеспечения прочности по касательным напряжениям необходимо изменение структуры лопатки для уменьшения касательных напряжений в слоях или повышение сдвиговой прочности однонаправленного слоя (путем использования 3D-армирования).

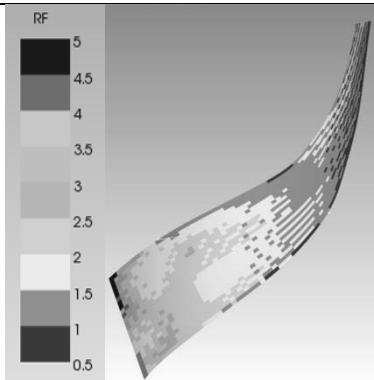
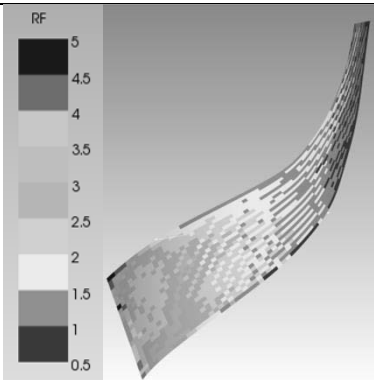
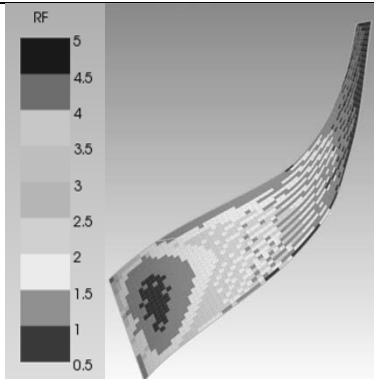
В табл. 2 представлены варианты схем армирования лопатки колеса центробежного компрессора и минимальные величины коэффициента запаса прочности  $RF$ .

Из табл. 2 видно, что для уменьшения касательных напряжений в слоях лопатки наиболее подходящей является структура  $(90/45/-45)_n$ .

Таблица 2

**Варианты структур композитной лопатки  
центробежного компрессора**

1*	$(0/90)_n$
2*	$\approx 0,7$
3*	
1*	$(0/90/45)_n$
2*	$\approx 0,75$
3*	
1*	$(90/45)_n$
2*	$\approx 0,72$
3*	

1*	$(0/90/45/-45)_n$
2*	$\approx 1$
3*	
1*	$(90/45/-45)_n$
2*	$\approx 1,05$
3*	
1*	$(90/45/35)_n$
2*	$\approx 0,85$
3*	

\*здесь 1 – структура укладки слоев лопатки; 2 – минимальный коэффициент запаса прочности  $RF_{\min}$ ; 3 – картина распределения запаса прочности  $RF$ .

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В ходе конечно-элементного моделирования рабочего колеса центробежного компрессора из композитных материалов были выявлены основные напряжения, действующие в слоях лопатки. Наиболее критич-

ным фактором, влияющим на прочность лопатки, являются касательные напряжения в слоях в переходной зоне между горизонтальной и вертикальной частями лопатки.

Для обеспечения прочности лопатки по касательным напряжениям рекомендуется:

- использование структуры (90/45/-45)<sub>n</sub>;
- применение связующего с более высокой сдвиговой прочностью;
- использование в структуре лопатки 3D-армирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ю. С. Первушин, В. С. Жернаков. Основы механики, проектирования и технологии изготовления изделий из слоистых композиционных материалов: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2008. 303с. [ Y. S. Pervushin, V. S. Zhernakov, *Fundamentals of mechanics, design and technology of manufacturing products from laminated composite materials*: proc. allowance. Ufa: UGATU, 2008. ]

2. Раер Г. А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1968. 260 с. [ Raer G. A. *Dynamics and strength of centrifugal compressor machines*. L.: Mashinostroenie, 1968. ]

3. Ю. С. Первушин, П. В. Соловьев. Особенности напряженного и деформированного состояний лопатки компрессора ГТД из несбалансированных композитов // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, №3 (56). С. 253–259. [ Y. S. Pervushin, P. V. Soloviev, "Features of the stressed and deformed states of the GTE compressor blade from unbalanced composites", (in Russian), in *Vestnik UGATU*. vol. 17, no. 3 (56). pp. 253-259, 2013. ]

4. Малмейстер А. К., Тамуж В. П., Тетерс Г. А. Сопротивление жестких полимерных материалов. Рига: Зинатне, 1972. 498 с. [ A. K. Malmeister, V. P. Tamuzh, G. A. Teters. *Resistance of rigid polymeric materials*. Riga: Zinatne, 1972. ]

5. Неупругие свойства композиционных материалов: пер. с англ. / ред.: К. Геракович, Ю. М. Тарнопольский [и др.] М.: Мир, 1978. 295 с. [ *Inelastic properties of composite materials*: trans. from Eng. / ed. by K. Gerakovich, Y. M. Tarnopolskiy, et al. M.: Mir, 1978. ]

#### ОБ АВТОРАХ

**ЖЕРНАКОВ Владимир Сергеевич**, проф., зав. каф. сопр. материалов. Дипл. инженер-механик (УАИ, 1967). Д-р техн. наук по тепл. двигателям летательн. аппаратов (УГАТУ, 1992). Засл. деятель науки РФ, член-корр. АН РБ. Иссл. в обл. механики деформируемого твердого тела.

**ПЕРВУШИН Юрий Сергеевич**, проф. каф. сопр. материалов. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1958). Д-р техн. наук по динамике и прочности машин и аппаратов (Челяб. политехн. ин-т, 1991). Иссл. в обл. мех-ки и термомех-ки композиц. материалов.

**СОЛОВЬЕВ Павел Владимирович**, доц. каф. материаловедения и физики металлов. Дипл. инж. (УГАТУ, 2009), дипл. к.т.н. (УГАТУ, 2016) Иссл. в обл. мех-ки и технологии изгот. издел. из композиц. материалов.

#### METADATA

**Title:** Centrifugal type compressor composite blade structure influence on its stress-strain state

**Authors:** V. S. Zhernakov<sup>1</sup>, Y. S. Pervushin<sup>2</sup>, P. V. Soloviev<sup>3</sup>.

**Affiliation:** Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** <sup>1</sup>zhvs@rb.ru, <sup>2</sup>pcomposit@mail.ru, <sup>3</sup>paulnightingale@mail.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 3 (77), pp. 19-25, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The theoretical bases of calculation of stressed and strained states of centrifugal type compressor composite blades are presented in the article. The main external force factors acting on the centrifugal compressor blade are determined. The results of a computational experiment on revealing the influence of the blade structure (angles of layers stacking) on the stresses in the plies and the deformed state of the blade are presented. The simulation was performed in ANSYS software using the ANSYS Composite Prepost module. Material of the blade is a layered fibrous carbon plastic based on a carbon tape and a polyimide matrix. The results of the simulation made it possible to determine the structure of the composite compressor blade, which most fully corresponds to the external field of mechanical and temperature loads.

**Key words:** composite; layer; stress; deformation, centrifugal compressor, blade, structure.

#### About authors:

**ZHERNAKOV, Vladimir Sergeevich**, Prof., Head of a Chair of Dept. of Strength of Materials, Dipl. Engineer (Ufa Aviation Institute, 1967). Dr. of Tech. Sci. (Ufa State Aviation Technical, 1992). Honored Science Worker of RF. Member-correspondent of Science Academy of Bashkortostan Republic. Researches in area of deformable body mechanics.

**PERVUSHIN, Yury Sergeevich**, Prof., Dept. of Strength of Materials. Dipl. Engineer (Ufa Aviation Institute, 1958). Dr. of Tech. Sci. (CPI, 1991). Researches in area of composite materials mechanics and thermomechanics.

**SOLOVIEV, Pavel Vladimirovich**, Assistant Prof., Dept. of Materials Technology and Metals Physics. Dipl. Engineer (UGATU, 2009). Can. of Tech. Sci. (UGATU, 2016). Researches in area of mechanics and manufacturing technology of products made of composite materials.