

УДК 629.7.036:539.4

Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ<sup>1</sup>, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ<sup>1</sup>, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ<sup>2</sup><sup>1</sup>ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина<sup>2</sup>Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев

## РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРАЦИОННЫХ ОТВЕРСТИЙ ОХЛАЖДАЕМОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ЕЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

В работе проведено обоснование выбора параметров системы перфорационных отверстий охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления, обеспечивающих надежность и работоспособность лопатки в течение заданного ресурса при повышении эффективности охлаждения входной кромки пера. Рассмотрены две конструкции входной кромки охлаждаемой рабочей лопатки турбины с исходной и модернизированной системами перфорационных отверстий и построены их расчетные конечноэлементные модели. Проведен анализ влияния параметров систем перфорационных отверстий на напряженное состояние и долговечность рассматриваемой охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления.

**Ключевые слова:** охлаждаемая рабочая лопатка, система охлаждения, перфорационное отверстие, расчетная модель, напряженное состояние, концентрация напряжений, долговечность.

### Постановка задачи

В практике проектирования турбин высокого давления (ТВД) современных авиационных газотурбинных двигателей широко используются охлаждаемые рабочие лопатки с конвективно-пленочной системой охлаждения, характеризующиеся наличием системы перфорационных отверстий для создания воздушной заградительной пленки на внешней поверхности пера.

Как показывают результаты многочисленных исследований [1, 2], эффективность охлаждения рабочих лопаток турбин во многом зависит от угла наклона к поверхности пера лопатки и диаметра указанных отверстий, являющихся источниками концентрации напряжений. При этом ее уровень возрастает с увеличением угла наклона и уменьшением диаметра перфорационных отверстий.

Поскольку именно в местах концентрации напряжений наступает предельное состояние и возможное последующее разрушение охлаждаемой рабочей лопатки [3, 4], актуальной задачей является обоснование выбора параметров системы перфорационных отверстий, обеспечивающих надежность и работоспособность охлаждаемых рабочих лопаток турбин высокого давления в течение заданного ресурса при повышении эффективности охлаждения входной кромки пера, что и является целью данной работы.

### 1. Объект исследования и его моделирование

В качестве объекта исследования была выбрана охлаждаемая рабочая лопатка ТВД двигателя Д-18Т, изготовленная из сплава ЖС32-ВИ, фрагменты пера которой с выбранными системами перфорационных отверстий представлены на рис. 1.

Исходная конструкция рабочей лопатки (рис. 1, а) имела двухрядную систему перфорационных отверстий на входной кромке с диаметром  $d = 0,6$  мм и углом наклона к внешней поверхности пера  $\alpha = 45^\circ$ . В ходе проведения работ по повышению эффективности системы охлаждения данной лопатки была рассмотрена возможность ее модернизации.

Проведенные предварительные гидравлические и тепловые расчеты показали, что наиболее оптимальной с точки зрения охлаждения будет трехрядная система перфорационных отверстий на входной кромке с диаметром  $d = 0,5$  мм и углом наклона к внешней поверхности пера  $\alpha = 60^\circ$  (рис. 1, б).

Для проведения вычислительных экспериментов по определению характеристик напряженного состояния выбранных конструкций исследуемой лопатки с учетом упругопластических свойств материала было осуществлено моделирование ее входной кромки с рассматриваемыми системами перфорационных отверстий. В качестве тестовой модели была выбрана тонкая пластинка, показанная на

рис. 2, толщина  $h$  которой совпадает с толщиной стенки пера на входной кромке, равной 1,27 мм. Модели входной кромки рассматриваемых лопаток

с системами перфорационных отверстий, которые характерны для исследуемой лопатки, представлены на рис. 3.

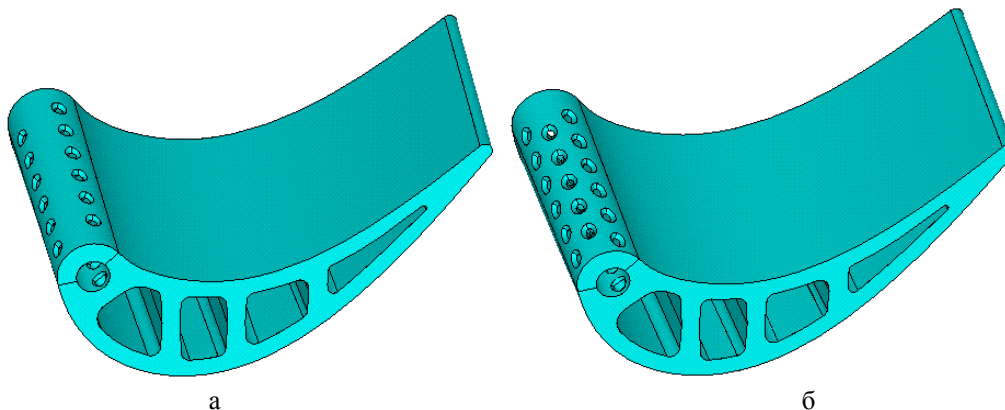


Рис. 1. Фрагменты пера охлаждаемой рабочей лопатки ТВД с исходной (а) и модернизированной (б) системами перфорационных отверстий

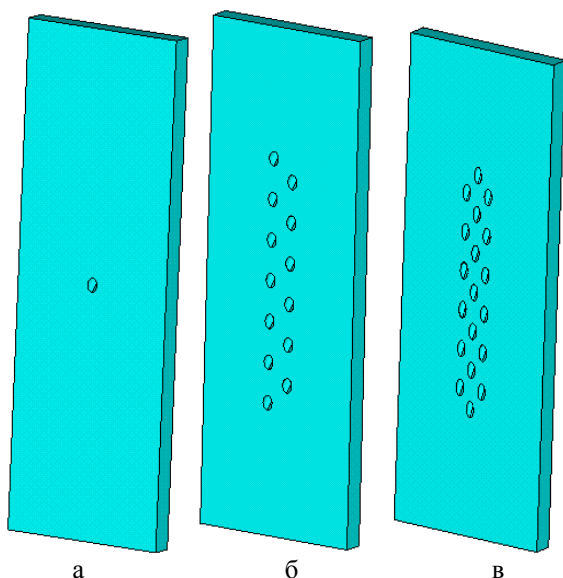


Рис. 2. Тонкая пластинка с одним отверстием (а), а также системой перфорационных отверстий, характерной для входной кромки исходной (б) и модернизированной (в) конструкций рабочей лопатки ТВД

## 2. Результаты вычислительных экспериментов

Используя выбранные расчетные модели, которые представлены на рис. 2 и 3, с помощью расчетного пакета ANSYS методом конечных элементов был проведен комплекс вычислительных экспериментов по определению влияния на их напряженное состояние параметров перфорационных отверстий – диаметра, угла наклона к внешней поверхности, а также их расположения.

При проведении расчетов по определению характеристик напряженного состояния пластинки с одним отверстием она нагружалась растягивающей нагрузкой, при которой создавалось номинальное

растягивающее напряжение  $\sigma = 129,2$  МПа, что соответствует такому в расчетном сечении исследуемой лопатки, возникающему от действия центробежных сил.

Первоначально была рассмотрена тонкая пластинка с одним перфорационным отверстием (рис. 2, а), диаметр  $d$  которого равен 0,6 мм, что характерно для исходной конструкции лопатки. Изменяя угол его наклона к внешней поверхности пластинки, были определены зависимости максимальных главных и эквивалентных напряжений вблизи отверстия от величины этого угла, которые приведены на рис. 4.

Их анализ показывает, что если при увеличении угла  $\alpha$  от  $45^\circ$  до  $60^\circ$  уровень максимальных

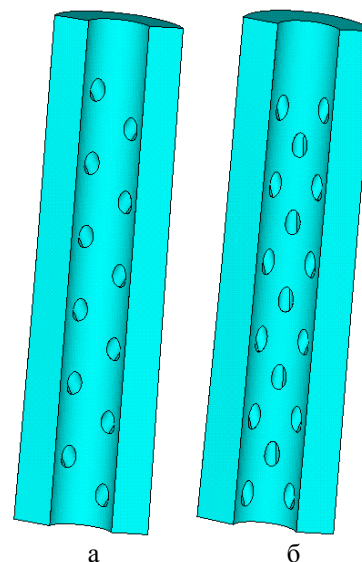


Рис. 3. Модели входной кромки рабочей лопатки ТВД с исходной (а) и модернизированной (б) системами перфорационных отверстий

главных напряжений сжатия  $\sigma_3$  возрастает на 34%, то максимальных главных напряжений растяжения  $\sigma_1$  и эквивалентных  $\sigma_3$ , уменьшается только на 4%.

Поскольку в модернизированной рабочей лопатке ТВД диаметр перфорационных отверстий на входной кромке был уменьшен до 0,5 мм, были проведены расчеты по определению влияния диаметра отверстия рассматриваемой тонкой пластинки на характеристики ее НДС при некоторых величинах угла его наклона, которые приведены в табл. 1. Как видно из полученных данных, в случае отсутствия наклона отверстия при уменьшении его диаметра имеет место возрастание уровня максимальных напряжений в пластинке. Однако при наличии наклона отверстия к внешней поверхности пластинки наблюдается противоположная картина – происходит их уменьшение.

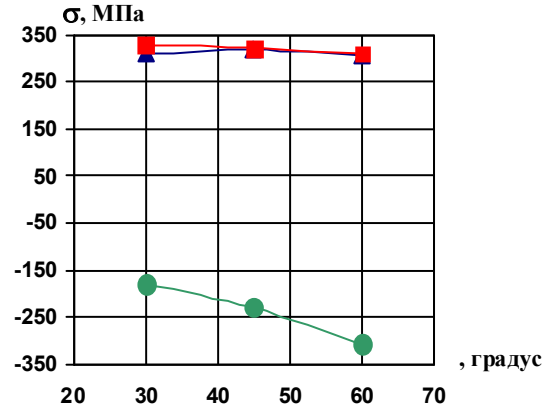


Рис. 4. Зависимости изменения максимальных главных напряжений растяжения  $\sigma_1$  (■) и сжатия  $\sigma_3$  (●), а также эквивалентных  $\sigma_3$  (▲) от угла наклона  $\alpha$  отверстия диаметром 0,6 мм в тонкой пластинке

Таблица 1

Значения максимальных главных и эквивалентных напряжений вблизи отверстия пластинки при варьировании угла его наклона к внешней поверхности пластинки и диаметра

Угол наклона отверстия $\alpha$ , градус	Диаметр отверстия $d$ , мм	Значения максимальных напряжений в МПа		
		$\sigma_1$	$\sigma_3$	$\sigma_3$
0	0,6	337	-152	310
	0,5	345	-151	311
45	0,6	323	-230	319
	0,5	317	-229	315
60	0,6	319	-308	307
	0,5	296	-304	298

Аналогичные вычислительные эксперименты были выполнены применительно к тонкой пластинке (см. рис. 2, б и в) и модели входной кромки (см. рис. 3) с системами перфорационных отверстий, характерных для исходной и модернизированной рабочей лопатки ТВД. Полученные результаты расчетов приведены на рис. 5 в виде диаграмм значений максимальных эквивалентных напряжений, наблюдаемых возле отверстий.

Для сравнения на рисунке представлены указанные диаграммы для пластинки с одним отверстием. Их анализ показывает, что независимо от расчетной модели при параметрах отверстий, характерных для модернизированной рабочей лопатки ТВД, уровень максимальных эквивалентных напряжений снижается не более чем на 7% по сравнению с таковым в моделях, описывающих отверстия исходной конструкции лопатки. Наиболее низкий уровень максимальных эквивалентных напряжений получен при использовании модели входной кромки лопатки (см. рис. 3).

Рабочие лопатки ТВД эксплуатируются в условиях повышенных температур.

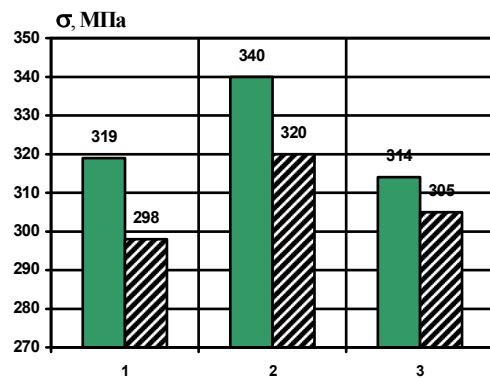


Рис. 5. Диаграммы значений максимальных эквивалентных напряжений в пластинке с одним (1) и рядами (2) отверстий, а также модели входной кромки (3) для параметров отверстий, соответствующих исходной (сплошной фон) и модернизированной (штриховка) конструкциям рабочей лопатки ТВД

Данные температурного состояния рассматриваемой рабочей лопатки ТВД на взлетном режиме двигателя, которые приведены в табл. 2, свидетельствуют о практической неизменности максимальной

температуры  $T_{\max}$  на входной кромке лопатки независимо от ее конструкции. Однако для лопатки с модернизированной системой перфорационных отверстий минимальная температура  $T_{\min}$  на входной кромке на  $50^\circ\text{C}$  ниже, чем в исходной ее конструкции. Таким образом, в модернизированной лопатке по сравнению с ее исходной конструкцией возраста-

ет перепад температур  $\Delta T$ , но при этом уменьшается температура в окрестности перфорационных отверстий  $T_k$ . Поэтому, наряду с изучением влияния параметров отверстий на характеристики напряженного состояния рассматриваемых конструкций рабочей лопатки ТВД, представляет интерес учет их температурного состояния.

Таблица 2

Значения характеристик температурного состояния рассматриваемых конструкций рабочей лопатки ТВД на взлетном режиме эксплуатации двигателя

Тип конструкции рабочей лопатки ТВД	$T_{\min}, ^\circ\text{C}$	$T_{\max}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T = T_{\max} - T_{\min}, ^\circ\text{C}$	$T_k, ^\circ\text{C}$
исходная	867	1110	243	889
модernизированная	817	1111	294	831

Как видно из приведенных на рис. 6 диаграмм значений максимальных эквивалентных напряжений на входной кромке исходной и модернизированной конструкций рабочей лопатки ТВД, полученных при различных видах нагружения, перепад температур (ПТ) оказывает существенное влияние на ее напряженность. Так, его учет приводит более чем двукратному возрастанию уровня максимальных эквивалентных напряжений на входной кромке рассматриваемой лопатки, независимо от типа ее конструкции, по сравнению с таковым при нагружении только центробежными силами (ЦН). При этом, если при нагружении только от центробежных сил наблюдалось незначительное снижение максимальных эквивалентных напряжений для модернизированной рабочей лопатки, то при учете перепада температур наблюдается обратное явление. Как видно, его наличие обуславливает их возрастание примерно на 20%. Наибольшее повышение напряженности входной кромки рабочей лопатки имеет место при совместном действии центробежных сил и перепада температур. Здесь следует также отметить, что уровень максимальных напряжений достигает такой величины, при котором в зоне их концентрации возникают пластические деформации.

Была проведена ориентировочная оценка долговечности исследуемых конструкций рабочей лопатки ТВД, используя модифицированное уравнение Мэнсона:

$$\Delta \varepsilon_i = \left[ \ln \frac{1}{1 - \psi(t, T)} \right]^{0,6} N^{-0,6} + \frac{3,5 [\sigma_{\text{дл}}(t, T) - \sigma_m]}{E(T)} N^{-0,12},$$

где  $\Delta \varepsilon_i$  – интенсивность размахов деформаций в опасной точке детали;  $\psi(t, T)$  – коэффициент поперечного сужения в исходном состоянии (нулевом цикле);  $N$  – числа циклов до разрушения;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла;  $\sigma_{\text{дл}}(t, T)$  – предел длительной прочности, соответствующий максимальной температуре и времени действия расчетного режима;  $E(T)$  – модуль упругости при максимальной температуре цикла в рассматриваемой точке детали.

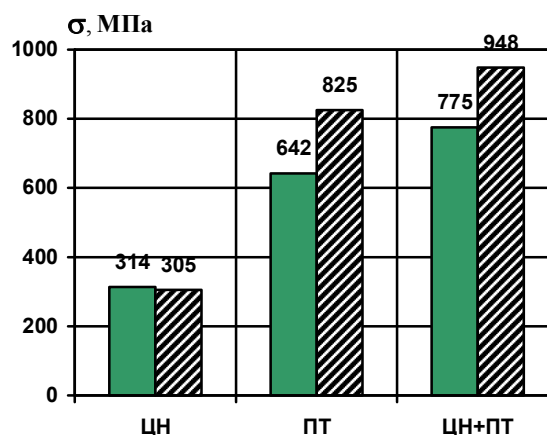


Рис. 6. Диаграммы значений максимальных эквивалентных напряжений на входной кромке исходной (сплошной фон) и модернизированной (штриховка) конструкций рабочей лопатки ТВД при учете нагружения от центробежных сил (ЦН), перепада температур (ПТ), а также их совместного действия (ЦН+ПТ)

Таблица 3

Значения характеристик статической прочности и долговечности рассматриваемых конструкций рабочей лопатки ТВД

Тип конструкции рабочей лопатки ТВД	$K_{\min}$	$N$ , число циклов до разрушения
исходная	1,35	1985
модernизированная	1,50	2173

Приведенные в табл. 3 данные показывают, что долговечность модернизированной лопатки, характеризуемая числом циклом  $N$  до разрушения, на 10% выше, чем исходной конструкции. Коэффициент запаса статической прочности  $K_{\min}$  на входной кромке такой лопатки в зоне действия максимальных эквивалентных напряжений также увеличивается с 1,35 до 1,50.

## Заключение

Приведенные в работе результаты вычислительных экспериментов свидетельствуют, что за счет изменения расположения перфорационных отверстий и выбора их параметров можно снизить напряженность охлаждаемых рабочих лопаток и таким образом повысить их долговечность. Тем не менее, поскольку полученные данные носят расчетный характер, они требуют экспериментального подтверждения. Как показывает опыт эксплуатации двигателя Д-18Т, рабочие лопатки ТВД с исходной системой перфорационных отверстий обрабатывают до 16000 часов, что составляет приблизительно около 3500 циклов. Поэтому можно предположить, что долговечность лопаток с модернизированной системой охлаждения, учитывая полученные результаты расчетов, будет несколько выше.

## Литература

1. Суханин, В.П. Концентрация напряжений в толстой пластине с косым отверстием [Текст] / В.П. Суханин, И.В. Волькович, Э.В. Лукина // Пробл. прочности. – 1976. – № 9. – С. 59-61.
2. Исследование термомеханической усталости перфорированных моделей охлаждаемых лопаток турбин с различным расположением охлаждающих каналов [Текст] / Н.Г. Бычков, А.Ю. Ножницкий, А.Р. Лепешкин и др. // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 2. – С. 54-57.
3. Мавлютов, Р.Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций [Текст] / Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1981. – 141 с.
4. Иосилевич, Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин [Текст] / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

Поступила в редакцию 24.05.2012

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

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОХОЛОДЖУВАНИХ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ РОЗРАХУНКОВИХ МОДЕЛЕЙ РІЗНОГО РІВНЯ

*Р.П. Придорожний, О.В. Шереметьєв, А.П. Зінковський*

У роботі проведено обґрунтування вибору параметрів системи перфораційних отворів охолодженої робочої лопатки турбіни високого тиску, що забезпечує надійність і роботоздатність лопатки впродовж заданого ресурсу при підвищенні ефективності охолодження вхідної кромки пера. Розглянуті дві конструкції вхідної кромки охолодженої робочої лопатки турбіни з базовою і модернізованою системами перфораційних отворів і побудовані їх розрахункові скінченноелементні моделі. Проведено аналіз впливу параметрів системи перфораційних отворів на напружений стан і довговічність розглянутої охолодженої робочої лопатки турбіни високого тиску.

**Ключові слова:** охолоджувана робоча лопатка, система охолодження, перфораційний отвір, розрахункова модель, напружений стан, концентрація напружень, довговічність.

## COMPUTATIONAL RESEARCH OF INFLUENCE OF PARAMETERS OF PERFORATION HOLES OF HIGH-PRESSURE TURBINE COOLED BLADE ON ITS STRESS STATE AND DURABILITY

*R.P. Pridorozhny, A.V. Sheremetyev, A.P. Zinkovskii*

In the work the justification of selection of parameters of system of perforation holes of high-pressure turbine cooled blade, ensuring reliability and operability of the blade during required service life at raise of efficiency of cooling of the leading edge of blade are performed. Two designs of the entrance edge of high-pressure turbine cooled blade with the basic and modernized systems of perforation holes are observed and developed their computational finite element models. The analysis of influence of parameters of systems of perforation holes on the stress state and durability of considered high-pressure turbine cooled blade are carried out.

**Key words:** cooled blade, cooling system, perforation hole, computational model, stress state, stress concentration, durability.

**Придорожний Роман Петрович** – кандидат технических наук, ведущий инженер ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 03530@ivchenko-progress.com.

**Шереметьев Александр Викторович** – кандидат технических наук, начальник отдела ОПРИ ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 03530@ivchenko-progress.com.

**Зинковский Анатолий Павлович** – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом колебаний и вибрационной надежности Института проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: zinkovskii@ipp.kiev.ua.