

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, Украина<sup>2</sup>Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Украина

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО УРОВНЯ

В работе разработаны 2D и 3D модели охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления и проведен сравнительный анализ результатов расчетов, полученных с помощью этих моделей. На основании результатов расчетов, проведенных в 2D и 3D постановке, установлены закономерности между НДС исследуемых рабочих лопаток, рассчитанных с помощью различных расчетных моделей. Показано, что для достоверной оценки напряженного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбин, обладающих высокой надежностью и требуемым ресурсом, необходимо как применение конечноэлементных 3D расчетных моделей, учитывающих условия их взаимодействия по контактирующим поверхностям, так и достоверных критериев прочности.

**Ключевые слова:** охлаждаемая рабочая лопатка, расчетная модель, температурное состояние, напряженное состояние, статическая прочность, коэффициент запаса.

### Введение и постановка задачи

Охлаждаемые рабочие лопатки турбин являются наиболее термонапряженными деталями современных авиационных газотурбинных двигателей, в значительной мере определяющими их надежность и ресурс. В связи с этим, повышение точности и достоверности при определении напряженно-деформированного состояния (НДС) и прогнозировании ресурса рабочих лопаток турбин является весьма актуальным. Это позволяет значительно уменьшить затраты и сократить сроки при доводке конструкции, а также избежать опасных последствий в эксплуатации.

Развитие и широкое распространение 3D конечноэлементных моделей и методов в расчетной практике проектирования рабочих лопаток турбин с одной стороны позволило существенно уточнить НДС конструкций лопаток, но с другой стороны поставило ряд вопросов по оценке НДС и нормированию прочности.

Кроме того, в рамках существующих норм прочности на стадии проектирования и доводки двигателя, как правило, рассматриваются многочисленные варианты конструкции лопатки и вносятся изменения. В этом случае для выбора конструкции и оценки ее НДС, долговечности и надежности представляется целесообразным применять более простые инженерные методы и модели [1], учитывающие специфику конструкции и материала, а также условия эксплуатации. Поэтому весьма важным становится вопрос срав-

нимости и адекватности результатов расчетов, полученных с помощью расчетных методов и моделей различного уровня, поскольку использование недостоверных данных может привести к увеличению риска появления дефектов во время эксплуатации.

В соответствии с вышеизложенным была определена цель данной работы – уточнение НДС конструкции охлаждаемых рабочих лопаток турбины высокого давления, используя 3D моделирование, а также сравнение и анализ результатов расчетов, полученных с помощью 2D и 3D моделей.

### 1. Объекты исследования и их расчетные модели

Для достижения поставленной цели были разработаны расчетные 2D и 3D модели охлаждаемых рабочих лопаток ТВД двигателя АИ-222-25.

Рабочие лопатки ТВД – охлаждаемые, с хвостовиком в виде половины елочки, вставляются по две лопатки в один замковый паз диска с натягом в паре по плоскостям стыков бандажных полок. Изготавливаются из материала ЖС26-ВИ.

Разработанные 2D модели рассматриваемой рабочей лопатки представлены в виде плоских среднего и корневого расчетных сечений (рис.1). При этом на область расчетного сечения нанесена 2D триангуляционная конечноэлементная сетка с линейными элементами, с помощью которой были проведены тепловой и прочностной расчеты.

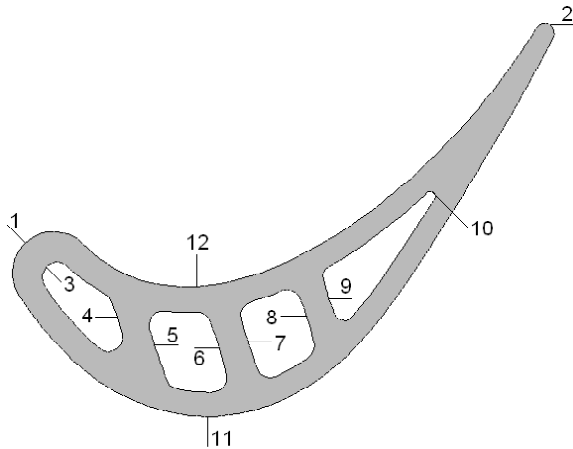


Рис. 1. 2D расчетная модель и характерные точки

С учетом циклосимметрии рабочего колеса турбины высокого давления 3D модель представлена в виде сектора диска с двумя спаренными (условно обозначены, как правая и левая) рабочими лопатками (рис.2). Такая модель позволяет провести тепловой и прочностной расчеты, учесть условия взаимодействия лопаток по контактирующим поверхностям бандажных полок и замкового соединения. При этом для создания конечноэлементной сетки использовались объемные квадратичные элементы.

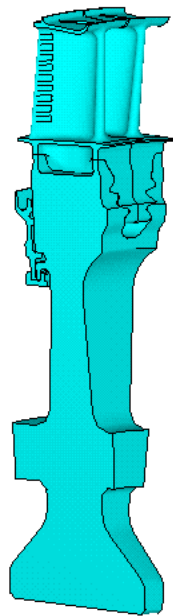


Рис. 2. 3D расчетная модель

Следует отметить, что в разработанных расчетных моделях исследуемых рабочих лопаток отсутствуют перфорационные отверстия. Тем не менее, влияние перфорационных отверстий на

тепловое состояние лопатки было учтено при проведении тепловых расчетов.

Распределение температур в рассматриваемых моделях было получено эмпирическим путем с использованием экспериментальных данных, а определение НДС производилось без учета газодинамических нагрузок. В рамках решаемой задачи и с точки зрения сравнимости результатов расчетов в 2D и 3D постановке это вполне допустимо. Это объясняется тем, что исследуемая лопатка обладает повышенной жесткостью и максимальный уровень напряжений, возникающих от действия газодинамических нагрузок, наблюдается в зонах лопатки, которые в меньшей степени определяют ресурс лопатки и не превышает 40МПа, что значительно ниже уровня напряжений, действующих в зонах лопатки, которые, как правило, определяют ее надежность и долговечность.

Все расчеты теплового и напряженного состояния исследуемых лопаток проводились для параметров наиболее теплонапряженного установившегося максимального взлетного режима при  $T_T = 1540$  К.

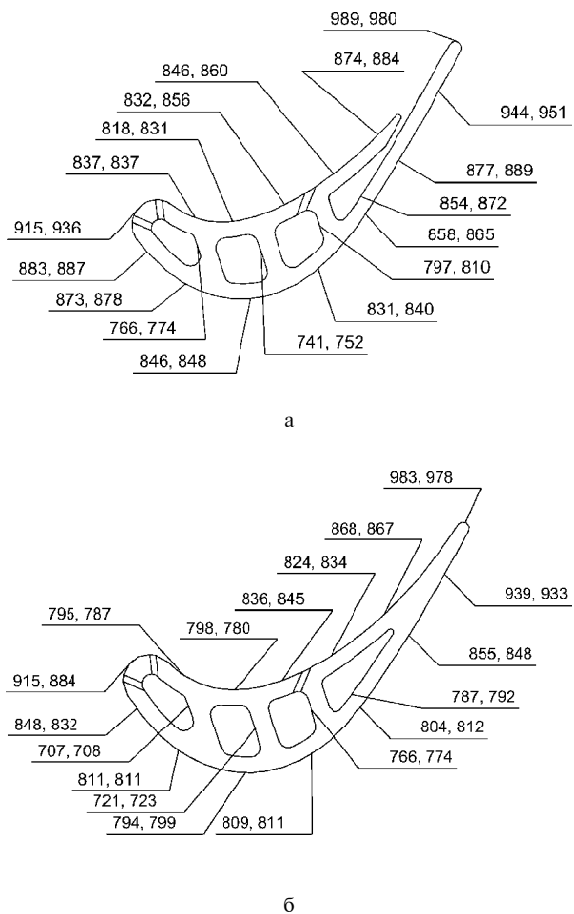


Рис. 3. Температурное состояние лопатки в корневом (а) и среднем (б) сечениях, полученное решением тепловой задачи в 2D и 3D постановке соответственно

Температурное состояние исследуемых рабочих лопаток в характерных точках среднего и корневого сечений, полученное решением тепловой задачи в 2D и 3D постановках, приведено на рис.3. Температурное состояние правой и левой спаренных лопаток в рассматриваемых сечениях в целом отличается не более чем на 5 градусов. Поэтому в дальнейшем целесообразно проводить сравнение только для одной из спаренных лопаток, к примеру, для правой.

## 2. Результаты исследований

На основании результатов тепловых расчетов в ходе проведения вычислительных экспериментов было определено НДС исследуемых моделей лопаток в двухмерной и трехмерной постановке.

Расчеты на прочность проводились с учетом упругопластических деформаций, возникающих вследствие действия высоких центробежных нагрузок и неоднородного распределения температур в лопатке в условиях наиболее теплонапряженного установившегося максимального взлетного режима двигателя. При этом следует отметить, что при высоком уровне температур и напряжений в лопатках возникает необходимость учета ползучести материала. Однако, в рамках данной работы расчеты НДС исследуемых моделей лопаток на первом этапе были выполнены без учета процессов ползучести материала. Это объясняется определенными трудностями при создании достоверной модели ползучести материала применительно к условиям эксплуатации исследуемой лопатки и высокой трудоемкостью таких расчетов.

На основании результатов проведенных вычислительных экспериментов было проведено сравнение НДС исследуемых рабочих лопаток, как в среднем, так и в корневом сечении, полученного с помощью 2D и 3D моделей.

Предварительный анализ представленных результатов расчетов показал, что существуют некоторые отличия, как в распределении напряжений, так и в их фактической величине между результатами расчетов, полученными с помощью 2D и 3D моделей. Для более детального анализа прочности рабочих лопаток было проведено сравнение уровня как нормальных, так и эквивалентных напряжений в правой лопатке, а также вычислены коэффициенты запаса статической прочности, как по пределу текучести материала ( $K_T$ ), так и по длительной прочности ( $K_m$ ) за ресурс 3000 часов в характерных точках среднего (таблица 1) и корневого (таблица 2) сечений. Местоположение характерных точек представлено на рис.1.

Сравнение расчетных величин главных и эквивалентных напряжений в каждой конкретной характерной точке, полученных с помощью рас-

четной 3D модели показывает, что уровень нормальных напряжений может существенно отличаться от уровня эквивалентных напряжений, что объясняется сложностью конструкции и нагружения исследуемых рабочих лопаток, а также говорит о необходимости учета всех компонент тензора напряжений при оценке ее НДС. Поэтому оценка статической прочности исследуемых рабочих лопаток в данной работе проводилась на основе распределения эквивалентных напряжений. При этом запасы статической прочности в характерных точках расчетных сечений определялись как по длительной прочности, так и по пределу текучести материала, что позволило дополнительно оценить сопротивление пластическому деформированию исследуемых рабочих лопаток.

На основании результатов расчетов, проведенных в 2D и 3D постановке, проведен сравнительный анализ и установлены закономерности между НДС исследуемых рабочих лопаток, рассчитанных с помощью различных расчетных моделей.

Установлено, что уровень напряжений в 3D постановке, как правило, превышает уровень напряжений в 2D постановке на входной и выходной кромках, корыте и спинке лопатки, а уровень напряжений на перегородках между охлаждающими каналами лопатки ниже. В соответствии с этим запасы статической прочности на входной и выходной кромке, корыте и спинке лопатки в 3D постановке, как правило, ниже, чем в 2D постановке, а на перегородках наоборот.

В заключении следует отметить, что применение 3D моделей позволило существенно уточнить НДС рассматриваемой конструкции, однако остается вопрос с нормированием запасов статической прочности.

Как известно, величины коэффициентов запаса прочности обычно назначаются статистически в зависимости от достоверности определения свойств материалов с учетом их деградации в процессе эксплуатации, от величин нагрузок, теплового состояния и точности используемого метода расчета НДС конструкции. Таким образом, решение задачи нормирования прочности в расчетной практике проектирования рабочих лопаток в трехмерной постановке требует накопления достаточного объема как расчетных, так и экспериментальных данных. Поэтому при рассмотрении результатов проведенных исследований следует учитывать, что в настоящей работе в расчетных моделях не учитывались процессы ползучести материала лопаток, следствием развития которых является изменение НДС исследуемых рабочих лопаток в течение их эксплуатации, а оценка статической прочности лопаток осуществлялась на основании имеющегося опыта нормирования статической прочности рабочих лопаток на базе 1D и 2D расчетных моделей.

Таблица 1

Уровень напряжений и коэффициенты запаса в среднем сечении охлаждаемой рабочей лопатки

№ п/п	2D				3D				
	$\sigma_z = \sigma_e$ , МПа	t, °C	$K_{0,2}$	$K_m$	$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_e$ , МПа	t, °C	$K_{0,2}$	$K_m$
входная кромка									
1	2,43	915	>10	>10	-0,54	7,32	932	10,0	3,17
выходная кромка									
2	6,00	989	9,10	2,53	17,09	17,33	980	3,32	0,95
первый (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
3	20,79	832	4,20	2,09	33,57	29,21	812	3,03	1,66
4	34,27	767	2,58	1,68	36,52	35,32	770	2,50	1,63
второй (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
5	33,63	768	2,63	1,71	34,00	35,13	773	2,52	1,61
6	40,47	742	2,16	1,55	38,68	37,55	753	2,35	1,62
третий (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
7	39,42	749	2,23	1,55	37,07	36,73	760	2,40	1,62
8	31,73	797	2,80	1,62	28,47	28,93	812	3,06	1,68
четвертый (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
9	32,32	800	2,75	1,57	28,78	28,44	816	3,10	1,67
10	23,31	865	3,68	1,57	37,50	34,80	878	2,45	0,97
Спинка									
11	4,27	854	>10	9,12	5,37	12,49	854	6,91	3,15
Корыто									
12	24,58	818	3,58	1,89	20,64	28,81	831	3,03	1,51

Таблица 2

Уровень напряжений и коэффициенты запаса в корневом сечении охлаждаемой рабочей лопатки

№ п/п	2D				3D				
	$\sigma_z = \sigma_e$ , МПа	t, °C	$K_{0,2}$	$K_m$	$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_e$ , МПа	t, °C	$K_{0,2}$	$K_m$
входная кромка									
1	-1,32	918	>10	>10	-1,63	12,03	888	7,03	2,63
выходная кромка									
2	13,22	983	4,28	1,21	29,42	29,78	970	2,04	0,60
первый (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
3	16,57	835	5,27	2,58	35,28	35,94	761	2,45	1,65
4	44,32	709	1,91	1,55	29,70	32,45	704	2,60	2,14
второй (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
5	42,24	715	2,02	1,60	22,45	25,64	708	3,30	2,67
6	39,41	724	2,18	1,68	29,95	31,09	710	2,73	2,19
третий (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
7	37,25	735	2,33	1,72	35,75	31,96	724	2,69	2,04
8	33,60	768	2,63	1,71	18,81	17,47	770	5,06	3,29
четвертый (со стороны входной кромки) охлаждающий канал									
9	37,35	763	2,36	1,57	27,11	24,58	763	3,59	2,40
10	28,47	849	3,04	1,41	36,69	31,87	857	2,70	1,21
спинка									
11	12,12	794	7,33	4,29	17,12	25,90	791	3,43	2,04
корыто									
12	24,82	804	3,58	2,00	23,84	30,06	798	2,96	1,72

**Заключение**

На основании результатов проведенных вычислительных экспериментов по уточнению НДС конструкции охлаждаемой рабочей лопатки турбины высокого давления, используя 3D моделирование, а также сравнения и анализа результатов расчетов, полученных с помощью 2D и

3D моделей, можно сделать однозначный вывод, что для достоверной оценки напряженного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбин, как обязательной составляющей прочностного расчета при создании рабочих лопаток турбины, обладающих высокой надежностью и требуемым ресурсом, необходимо применение конечноэле-

ментных 3D расчетных моделей, учитывающих условия их взаимодействия по контактирующим поверхностям и особенности механических свойств материала с учетом влияния температуры и наработки.

#### Перечень ссылок

1. Придорожный Р.П. Улучшение эффективности охлаждения турбинных лопаток изменением положения охлаждающего канала /

Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев // Вестник двигателестроения. – 2005. – №1. – С.9–11.

2. Придорожный Р.П. Анализ напряженно-деформированного состояния бандажированных рабочих лопаток турбин АГТД с учетом влияния температуры и наработки / Р.П. Придорожный, В.М. Меркулов, А.П.Зиньковский // Авиационно – космическая техника и технология. – 2003. – Вып. 40/5. – С.109–113.

Поступила в редакцию 17.05.2011

#### **Р.П.Придорожный, О.В.Шереметьев, А.П.Зиньковский. Порівняльний аналіз напруженого стану охолоджуваних робочих лопаток турбіни за допомогою розрахункових моделей різного рівня**

*У роботі розроблені 2D і 3D моделі охолоджуваної робочої лопатки турбіни високого тиску і проведено порівняльний аналіз результатів розрахунків, отриманих за допомогою цих моделей. На підставі результатів розрахунків, проведених в 2D і 3D постановці, встановлені закономірності між НДС досліджуваних робочих лопаток, розрахованих за допомогою різних розрахункових моделей. Показано, що для достовірної оцінки напруженого стану охолоджуваних робочих лопаток турбін, що мають високу надійність та необхідний ресурс, необхідно як застосування скінченноелементних 3D розрахункових моделей, що враховують умови їх взаємодії по контактуючих поверхнях, так і достовірних критеріїв міцності.*

**Ключові слова:** охолоджувана робоча лопатка, розрахункова модель, температурний стан, напружений стан, статична міцність, коефіцієнт запасу.

#### **R.P.Pridorozhny, A.V.Sheremetyev, A.P.Zinkovskii. Comparative analysis of the stress-state of the turbine cooled blades with the help of computational models of various level**

*In the work 2D and 3D models of high-pressure turbine cooled blade are developed and the comparative analysis of results of the calculations received by means of these models is carried out. Based on the results of calculations conducted in 2D and 3D statement regularities between the stress-strain states of the investigated blade calculated with the help of various computational models are established. It is shown, that for an authentic estimation of the stress state of high-pressure turbine cooled blades possessing high reliability and demanded service life, it is necessary both application of the 3D finite element computational models considering conditions of their interaction on contacting surfaces, and authentic criteria of strength.*

**Key words:** cooled blade, computational model, thermal state, stress state, static strength, safety factor.