

УДК 629.7.036 : 539.4

Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ¹, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ²,
В.М. МЕРКУЛОВ¹, Н.Н. ФЕДОРЧЕНКО¹

¹Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина

²Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН С УЧЕТОМ ВОЗМОЖНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ИХ РАЗМЕРОВ

В работе с помощью расчетных моделей различного уровня проведено исследование напряженного состояния елочного хвостовика рабочей лопатки турбины. Оценена эффективность применения рассматриваемых моделей для определения распределения напряжений в хвостовике. Показана возможность выбора оптимальных отклонений размеров при проектировании елочного замкового соединения рабочих лопаток.

рабочая лопатка, замковое соединение, напряженное состояние, конечноэлементная модель, концентрация напряжений, распределение усилий

Введение

Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочих лопаток турбин связан со значительными трудностями, обусловленными сложностью их формы и условиями нагружения. Особенно это относится к их хвостовикам. Однако в последнее время, благодаря применению современных ЭВМ и численных методов расчета возможности достоверного определения НДС лопаток и их соединений существенно расширились. Применение МКЭ позволяет осуществить более полное описание их геометрии, реальных механических свойств материала, характера их нагружения в условиях эксплуатации.

Цель настоящей работы состоит в разработке методики расчета и оценки напряженного состояния елочного замкового соединения с учетом возможных технологических отклонений размеров на основе использования расчетных моделей различного уровня при проектировании рабочих лопаток турбин.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время процесс проектирования рабочих лопаток турбин обычно проводится в два эта-

па. На первом предварительном этапе, используя упрощенные расчетные модели, из большого числа возможных вариантов конструкции лопатки выбирается несколько наиболее предпочтительных. Далее на втором этапе проводятся расчеты на основе применения конечноэлементных моделей различного уровня, по результатам которых в качестве окончательного решения принимается один из рассмотренных конструктивных вариантов.

Известно, что для оценки ресурса и надежности рабочих лопаток турбин важнейшее значение имеет рассмотрение вопросов напряженного состояния и концентрации напряжений в их замковых соединениях [1]. Особенно актуальной эта задача является в соответствии с требованиями повышения ресурса современных газотурбинных двигателей. Для более достоверного определения НДС лопаток в зонах концентрации напряжений, в частности замкового соединения, с целью предотвращения их разрушения возникает необходимость анализа эффективности применения существующих расчетных моделей рабочих лопаток.

При проектировании замковых соединений и анализе их НДС необходимо учитывать не только

множество конструктивных и эксплуатационных факторов, но и технологию их изготовления, обуславливающую неблагоприятные смещения полей допусков, что и является предметом данной работы.

2. Методы решения

В соответствии с постановкой задачи для ее решения в работе предлагается следующая методика расчета замкового соединения.

На первом предварительном этапе используется одномерная модель елочного хвостовика рабочей лопатки турбины. Его расчетные сечения показаны на рис. 1. Предполагается, что максимальные напряжения σ_m имеют место в сечении I-I.

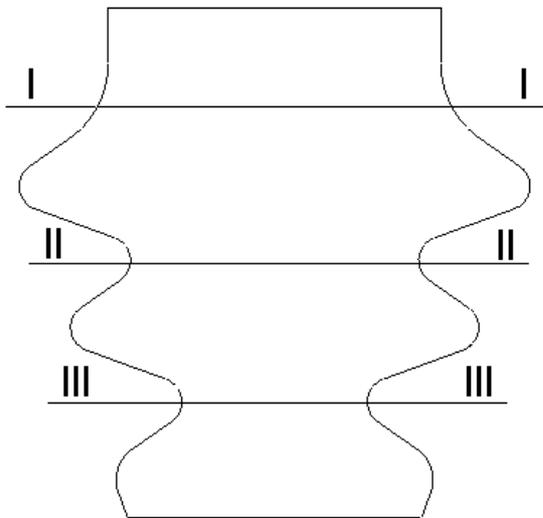


Рис. 1. Расчетные сечения елочного хвостовика рабочей лопатки турбины

С использованием представленной модели проводится приближенный расчет елочного хвостовика по номинальным напряжениям σ_n с последующим определением запасов прочности, которые сравниваются с регламентированными их значениями. Для оценки максимальных напряжений σ_m с учетом их концентраторов используются расчетные зависимости, рекомендуемые нормативными документами [2].

На втором этапе расчета используется смешанная модель. В этом случае распределение усилий по

зубьям хвостовика лопатки определяется по стержневой модели. При этом еще на этапе проектирования в большинстве случаев предполагается, что усилия вдоль контактных поверхностей каждого зуба елочного хвостовика с диском распределяются практически равномерно. Характеристики же НДС в хвостовике лопатки определяются с использованием его конечноэлементной расчетной модели в двумерной постановке [3].

На третьем этапе определяется НДС замкового соединения в целом. В этом случае применяется двумерная конечноэлементная модель, основанная на решении контактной задачи [4].

Здесь следует отметить, что в настоящее время, учитывая повышение мощностей ЭВМ, появилась возможность решения контактной задачи для замкового соединения в трехмерной постановке. Применение трехмерных моделей позволяет с высокой степенью точности осуществить моделирование сложной геометрии замкового соединения в зоне концентраторов напряжений, учесть геометрическую и физическую нелинейность задачи, процессы пластичности и ползучести материала и трение контактирующих поверхностей [5].

3. Решение проблемы

Объектом изучения в данной работе является елочное трехзубое замковое соединение турбины низкого давления (рис. 1). Температурное состояние и нагрузки были выбраны, как соответствующие взлетному режиму работы двигателя.

Расчет напряженного состояния рассматриваемого замкового соединения осуществлялся в соответствии с изложенной методикой. Результаты выполненных расчетов с помощью различных расчетных моделей для рассматриваемых сечений исследуемого хвостовика рабочей лопатки турбины приведены в табл. 1. Их анализ показывает следующее:

– одномерная расчетная модель позволяет получить только значения номинальных напряжений

растяжения в расчетных сечениях хвостовика лопатки, не отражая при этом реального распределения усилий по зубьям. Такая приближенная оценка максимальных напряжений может привести к ошибочным результатам;

Таблица 1

Значения напряжений (МПа) в расчетных сечениях хвостовика рабочей лопатки турбины

Сечение	Одномерная модель		Смешанная двумерная модель	Контактная двумерная модель	Контактная трехмерная модель
	σ_n	σ_m			
I-I	210	361	518	391	455
II-II	200	1224	713	553	620
III-III	158	1057	721	562	625

– определение распределения усилий по зубьям хвостовика возможно только на основании применения двумерных расчетных моделей. Однако, как видно, если смешанная двумерная модель завышает уровень максимальных напряжений на 14 – 16%, то контактная двумерная модель занижает их на 10 – 14% по сравнению с таковыми, получаемыми при использовании трехмерной контактной модели.

Таким образом, из представленных результатов можно сделать вывод, что применение на стадии проектирования только одномерных и двумерных расчетных моделей может привести к неправильной оценке прочности замкового соединения, вследствие чего возможно неоправданное увеличение массы конструкции либо уменьшение ее надежности и долговечности.

Технология изготовления замковых соединений, как отмечалось, не обеспечивает точного соблюдения задаваемых размеров, что необходимо учитывать при оценке их НДС.

В статически неопределимых системах относи-

тельно небольшие отклонения могут привести к резкому повышению локальных напряжений. В замковых соединениях рабочих лопаток, которые относятся к рассматриваемым системам, такой рост напряжений происходит на границах площадок контакта в пазах хвостовика. Как следует из представленных в табл. 1 данных и сформулированных на их основе выводов, достоверно оценить влияния неточностей изготовления и определить поля допусков при изготовлении елочного замка можно только с помощью трехмерной модели.

Рассмотрим влияние неточностей изготовления замкового соединения на изменение ее напряженно-го состояния. В качестве примера была проведена оценка влияния отклонения Δ шага S третьего зуба от заданных размеров. Такой выбор объясняется обнаруживаемым при стендовых испытаниях, как видно из рис. 2, появлением трещин в сечении III-III хвостовика рабочей лопатки турбины.



Рис. 2. Трещина в сечении III-III хвостовика рабочей лопатки турбины

Вычислительные эксперименты были проведены для следующих вариантов:

1. Хвостовик рабочей лопатки, выполнен по чертежу ($\Delta = 0$ мм).
2. Шаг третьего зуба хвостовика увеличен на $\Delta = 0,005$ мм.
3. Шаг третьего зуба хвостовика увеличен на $\Delta = 0,01$ мм.

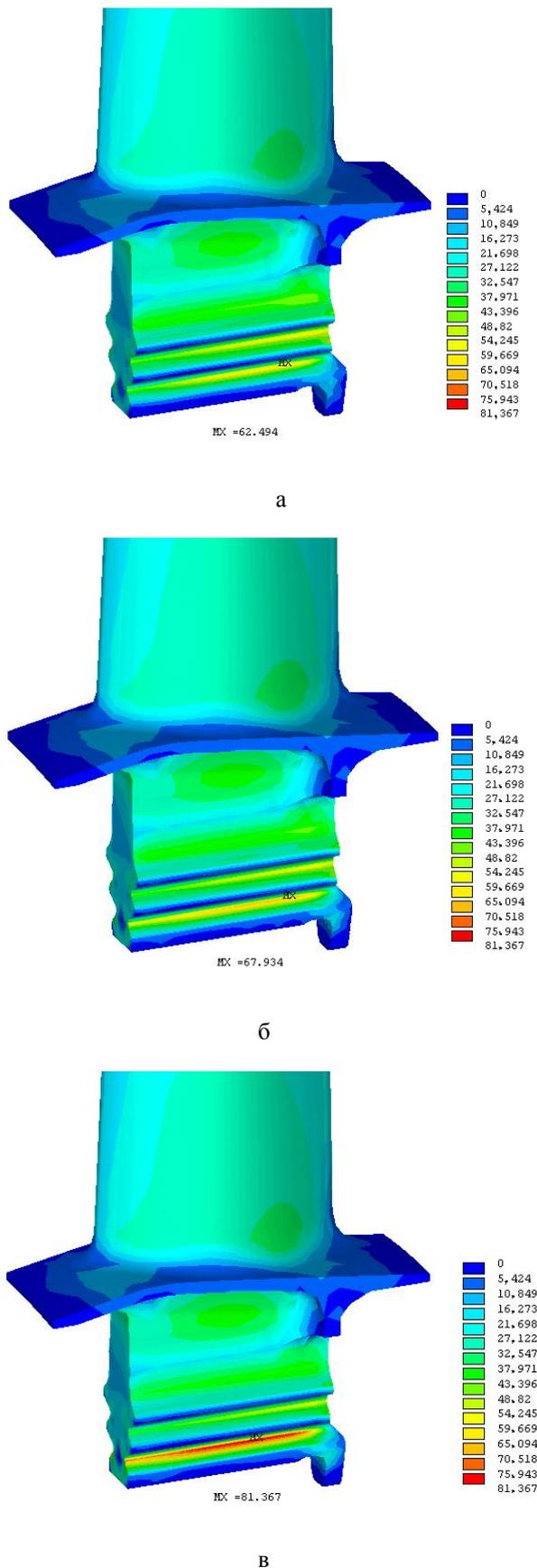


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений в хвостике рабочей лопатки, выполненного по вариантам 1 (а), 2 (б) и 3 (в)

Распределения эквивалентных напряжений, полученных на основании результатов проведенных расчетов, представлены на рис. 3.

Их анализ показывает, что имеет место неравномерность распределения усилий по зубьям, а также вдоль длины L контактных поверхностей каждого зуба в рассмотренных вариантах елочного хвостика. При этом неравномерность вдоль длины L контактных поверхностей возрастает от сечения I-I к сечению III-III, что наглядно видно из представленных на рис. 4 зависимостей эквивалентных напряжений.

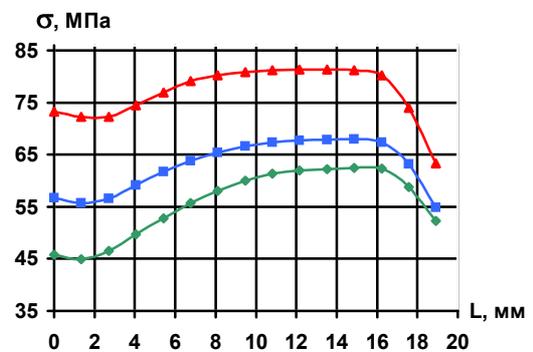


Рис. 4. Зависимости распределения эквивалентных напряжений вдоль длины контактных поверхностей в сечении III-III (в) хвостика, выполненного по варианту 1 (♦), 2 (■) и 3 (▲)

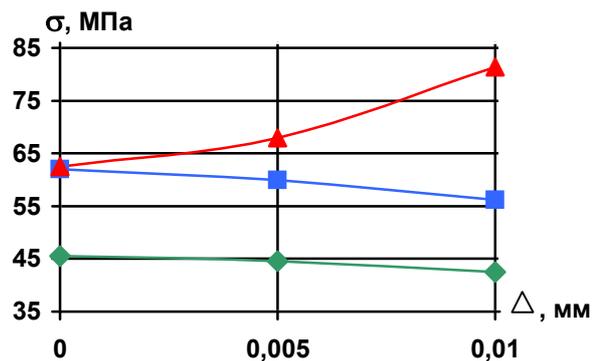


Рис. 5. Диаграмма изменения максимальных эквивалентных напряжений в сечениях I-I (♦), II-II (■), III-III (▲) в зависимости от величины отклонения Δ шага третьего зуба

Как следует из полученных зависимостей, характер распределения усилий вдоль длины контактных поверхностей каждого зуба не изменяется с увели-

чением отклонения Δ шага третьего зуба. Однако при этом, как видно из представленных на рис. 5 данных, наблюдается существенное перераспределение усилий по зубьям хвостовика. В сечении III-III хвостовика рабочей лопатки имеет место повышение уровня напряжений, а в сечениях I-I и II-II их уменьшение при повышении величины отклонения Δ .

Полученные результаты позволяют прогнозировать изменение уровня максимальных напряжений в хвостовике лопатки в зависимости от отклонений в его размерах (табл. 2), что является необходимым условием для назначения допусков на его изготовление и предотвращения опасных последствий в процессе эксплуатации двигателя.

Таблица 2

Изменение уровня напряжений от величины отклонения Δ шага третьего зуба хвостовика

Δ , мм	σ_m , МПа	Возрастание σ_m , %
0	624,94	–
0,005	679,34	8,7
0,01	813,67	30,2

Выводы

1. Для достоверной оценки напряженного состояния елочных замковых соединений, как обязательной составляющей прочностного расчета при создании рабочих лопаток турбины, обладающих высокой надежностью и требуемым ресурсом, необходимо применение конечноэлементных трехмерных расчетных моделей, учитывающих их контактное взаимодействие с диском рабочего колеса.

2. На основании результатов вычислительных экспериментов показана возможность выбора оптимальных отклонений размеров елочного замкового соединения при проектировании рабочих лопаток турбин.

Литература

1. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. – К.: Наук. думка, 1969. – 212 с.
2. Расчет концентрации напряжений в замковых соединениях лопаток с дисками // Положение № 80 по проектированию и доводке высокотемпературных охлаждаемых лопаток; Тр. ЦИАМ. – 1987. – 202 с.
3. Мавлютов Р.Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. – М.: Наука, 1981. – 141 с.
4. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
5. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В., Якушев Ю.В. Моделирование контактного взаимодействия и расчет напряжений в зоне контакта бандажных полок и замкового соединения лопатки турбины // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журн. – 2004. – № 4. – С. 72-76.

Поступила в редакцию 1.06.2007

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