

Влияние ориентации контактных поверхностей бандажных полок на статическое напряженное состояние рабочих лопаток турбин

К. В. Савченко, А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь, Я. Д. Круглий

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

Приведены результаты вычислительных экспериментов по определению закономерностей изменения характеристик статического напряженного состояния лопаток в зависимости от угла наклона контактных поверхностей полок к плоскости вращения рабочего колеса с учетом действия поля центробежных сил и высоких температур газового потока.

Ключевые слова: турбинная лопатка, бандажная связь, ориентация контактных поверхностей, статическое напряженное состояние.

Введение. Одним из наиболее эффективных способов повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата рабочих колес турбин является полочное бандажирование, поскольку наряду с уменьшением перетекания газа через радиальный зазор и, следовательно, снижением концевых потерь энергии газового потока обеспечивается объединение лопаток в замкнутую на круг систему или пакеты, что снижает их чувствительность к возбуждению колебаний. Применение полочного бандажирования обусловлено также тем, что способ отстройки от резонанса не всегда может быть реализован из-за плотного спектра собственных частот колебаний и наблюдаемого расширения резонансных режимов эксплуатации двигателя, которое возрастает вследствие неизбежной расстройки частот лопаток.

В практике проектирования рабочих лопаток современных газотурбинных двигателей используются Z-образные и беззиговые бандажные полки. В работе [1] рассмотрены их преимущества и недостатки и даны рекомендации относительно областей применения. При этом необходимо учитывать, что беззиговые бандажные полки, как правило, более технологичны при изготовлении и ремонте, не имеют концентраторов напряжений, а напряжения по контактирующим поверхностям распределяются равномернее по сравнению с Z-образными полками [2].

Изучению влияния конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов на характеристики напряженного состояния бандажированных рабочих лопаток турбин как необходимого условия анализа их вибрационной прочности уделяется большое внимание как учеными, так и конструкторами, о чем свидетельствуют результаты исследований [3–6]. Некоторые данные исследований по оценке влияния параметров бандажирования лопаток на их напряженное состояние представлены в [2, 7–9]. Однако результаты проведенного анализа показывают, что в настоящее время недостаточно изучено влияние такой характеристики бандажной связи лопаток, как ориентация контактных поверхностей полок, которая определяется углом их наклона к плоскости вращения рабочего колеса.

Целью данной работы является расчетное определение влияния ориентации контактных поверхностей беззиговых бандажных полок на характеристики статического напряженного состояния рабочих лопаток турбин.

Объект исследования и его моделирование. Для проведения вычислительных экспериментов было выбрано, как и в [10], рабочее колесо турбины среднего давления (ТСД) авиационного газотурбинного двигателя (АГТД) Д-18Т. Его венец содержит 136 лопаток ($S = 136$) из жаропрочного сплава ЖС26-ВИ с беззиговой бандажной полкой. Общий вид лопатки показан на рис. 1.

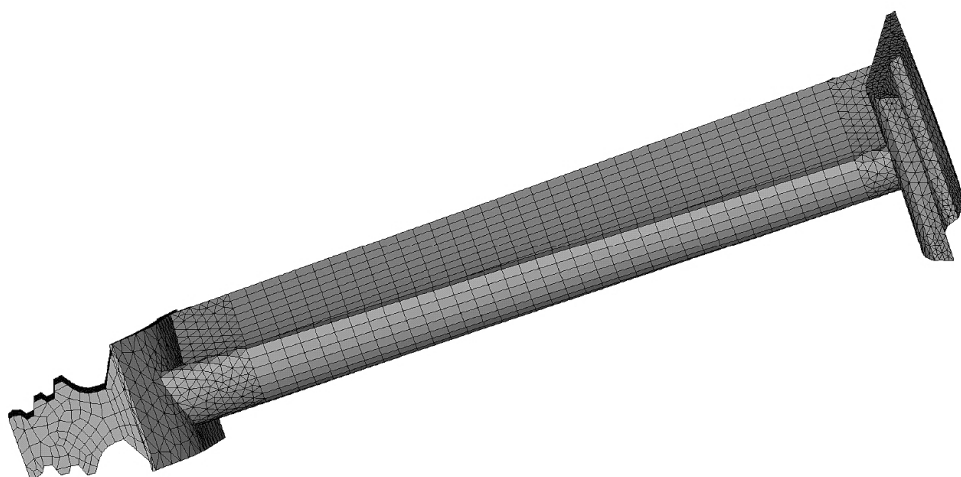


Рис. 1. Рабочая лопатка ТСД АГТД Д-18Т с нанесенной конечноэлементной сеткой.

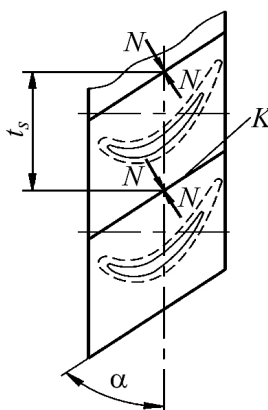


Рис. 2. Схема взаимодействия контактирующих поверхностей бандажных полок лопаток: α – угол наклона поверхностей K бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса; t_s – шаг лопаток венца; N – равнодействующая нормальных сил на поверхностях K .

Бандажные полки соседних лопаток венца взаимодействуют по контактным поверхностям K (рис. 2).

Для построения конечноэлементной (КЭ) модели исследуемой рабочей лопатки использовался объемный 8-узловой конечный элемент SOLID 45, который, в отличие от 20-узловых, более эффективен по затратам машинного времени и позволяет получить приемлемую точность результатов расчета [11].

Как известно [12], на точность расчета методом конечных элементов влияет не только тип элемента, но и его размеры. Поэтому при построении модели лопатки более крупные элементы использовались в зонах, где распределение деформаций или напряжений не претерпевает резких изменений, в первую очередь это относится к перу. Для создания КЭ сетки в зоне бандажного соединения применялись мелкие элементы с учетом того, что точность результатов расчетов может снизиться, если размеры соседних элементов существенно различаются. При этом для получения более достоверных результатов не использовались вырожденные конечные элементы.

Исследуемые рабочие лопатки обладают системой охлаждения пера, которая характеризуется наличием перфорационных отверстий и охлаждающих каналов. Однако в данном случае при создании КЭ модели лопатки они не учитывались.

При решении задачи моделирования рабочего колеса предполагалась его конструктивная циклическая симметрия. В этом случае, как известно [4], при проведении вычислительных экспериментов можно ограничиться рассмотрением только одного периода венца, число которых при наличии кольцевой бандажной связи совпадает с числом лопаток. При этом обязательным требованием является удовлетворение граничным условиям в узлах сопряжения соседних периодов по контактным поверхностям бандажных полок и диска.

Для моделирования бандажной связи лопаток использовалась описанная ранее [11] процедура, основные положения которой состоят в следующем.

1. Бандажная полка разрезается таким образом, чтобы ее части соединились по общей поверхности, а узлы, лежащие на этой поверхности, совпадали (рис. 3).

2. Отрезанная часть полки вместе с КЭ сеткой в цилиндрической системе координат перемещается на угол $\beta = 360^\circ/S$ (на рис. 3 показано стрелкой), что позволяет смоделировать натяг по контактным поверхностям бандажных полок.

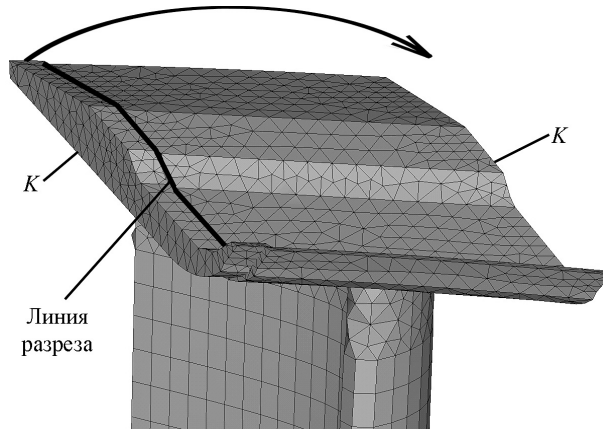


Рис. 3. Вид трехмерной модели беззиговой бандажной полки исследуемой рабочей лопатки.

Чтобы наиболее точно смоделировать бандажную связь лопаток, создавалась упорядоченная сетка на контактных поверхностях (K) полок.

При моделировании периода рабочего колеса необходимо также учитывать условия взаимодействия лопатки с диском по контактным поверхностям замкового соединения, поскольку это, как показано в [13], может оказывать влияние на характер контактирования бандажных полок. Поскольку технология сборки венца рабочего колеса предполагает, что контактные поверхности елочного хвостовика лопатки очень плотно прилегают к соответствующим поверхностям диска, а также для исключения влияния замкового соединения на результаты исследований, в качестве граничных условий принималась жесткая заделка хвостовика лопатки в пазах диска.

Результаты вычислительных экспериментов. Был проведен комплекс расчетных исследований по определению влияния угла наклона α контактных поверхностей бандажных полок на характеристики статического напряженного состояния лопаток, в качестве которых выбраны контактное давление P по бандажным полкам и интенсивность напряжений σ_i в полке и пере лопатки, которая определяется по формуле

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1},$$

где σ_i ($i = 1, 2, 3$) – главные напряжения.

Расчет этих характеристик выполнялся для каждого выбранного значения угла наклона контактных поверхностей бандажных полок α в диапазоне $45 \dots 65^\circ$.

В условиях эксплуатации рабочие лопатки турбин находятся под воздействием поля центробежных сил, обусловленных вращением рабочего колеса, и высоких температур газового потока. Поэтому для решения задачи были выбраны следующие параметры: частота вращения ω рабочего колеса, равная 3790, 5180 и 5850 об/мин, и температура T газов за турбиной, составляющая 905°C , которые характерны для основных эксплуатационных режимов работы двигателя [14].

Для определения влияния указанных факторов на характеристики напряженного состояния исследуемых рабочих лопаток на первом этапе решения задачи были выполнены вычислительные эксперименты в случае отсутствия поля центробежных сил ($\omega = 0$) при комнатной температуре ($T = 20^\circ\text{C}$). Расчеты проводили при таких значениях физико-механических характеристик материала: модуль упругости 1-го рода $E = 1,9 \cdot 10^{11}$ Па; плотность – 8570 кг/м³; коэффициент Пуассона – $0,3$.

По результатам выполненных вычислительных экспериментов были определены распределения контактных давлений по полкам и интенсивности напряжений в полке и пере лопатки, примеры которых приведены на рис. 4–6.

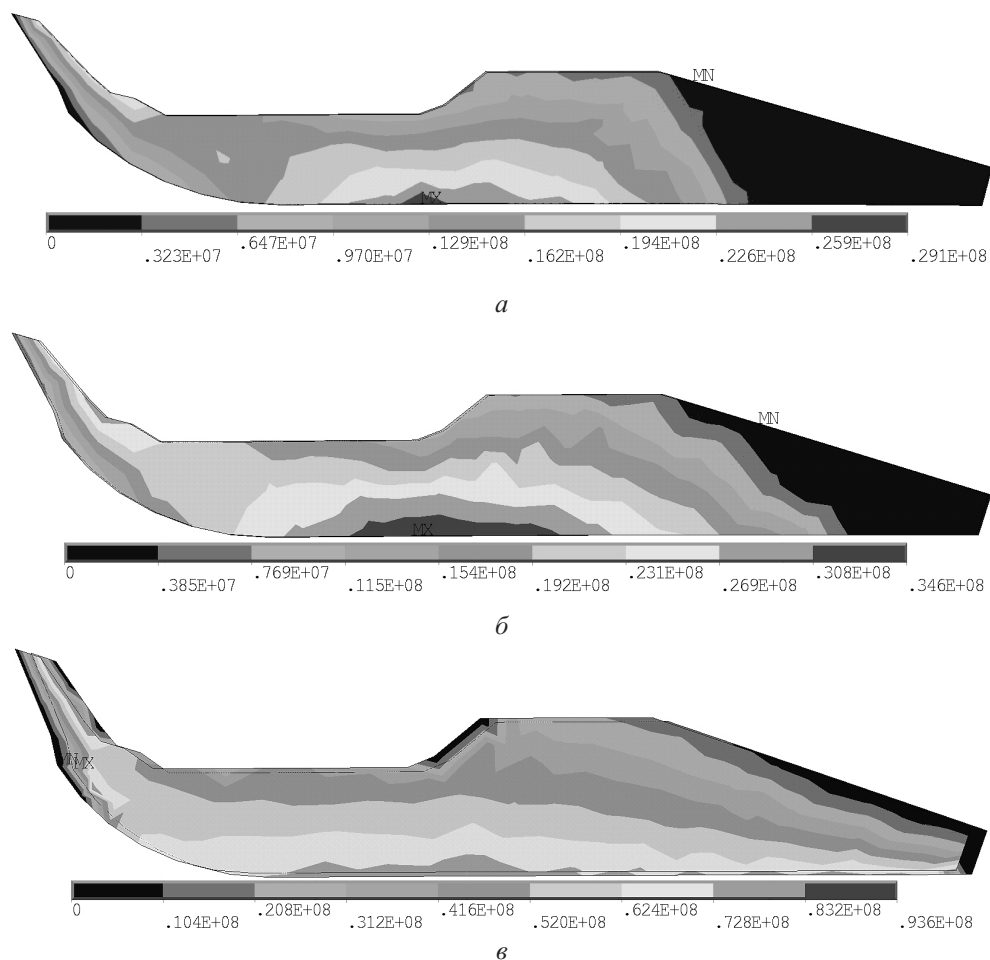


Рис. 4. Распределение давления по контактным поверхностям полков при $\alpha = 50$ (а), 55 (б) и 65° (в).

Как видно из представленных распределений, максимальные значения контактных давлений наблюдаются в зоне нижней кромки полков. С увеличением угла

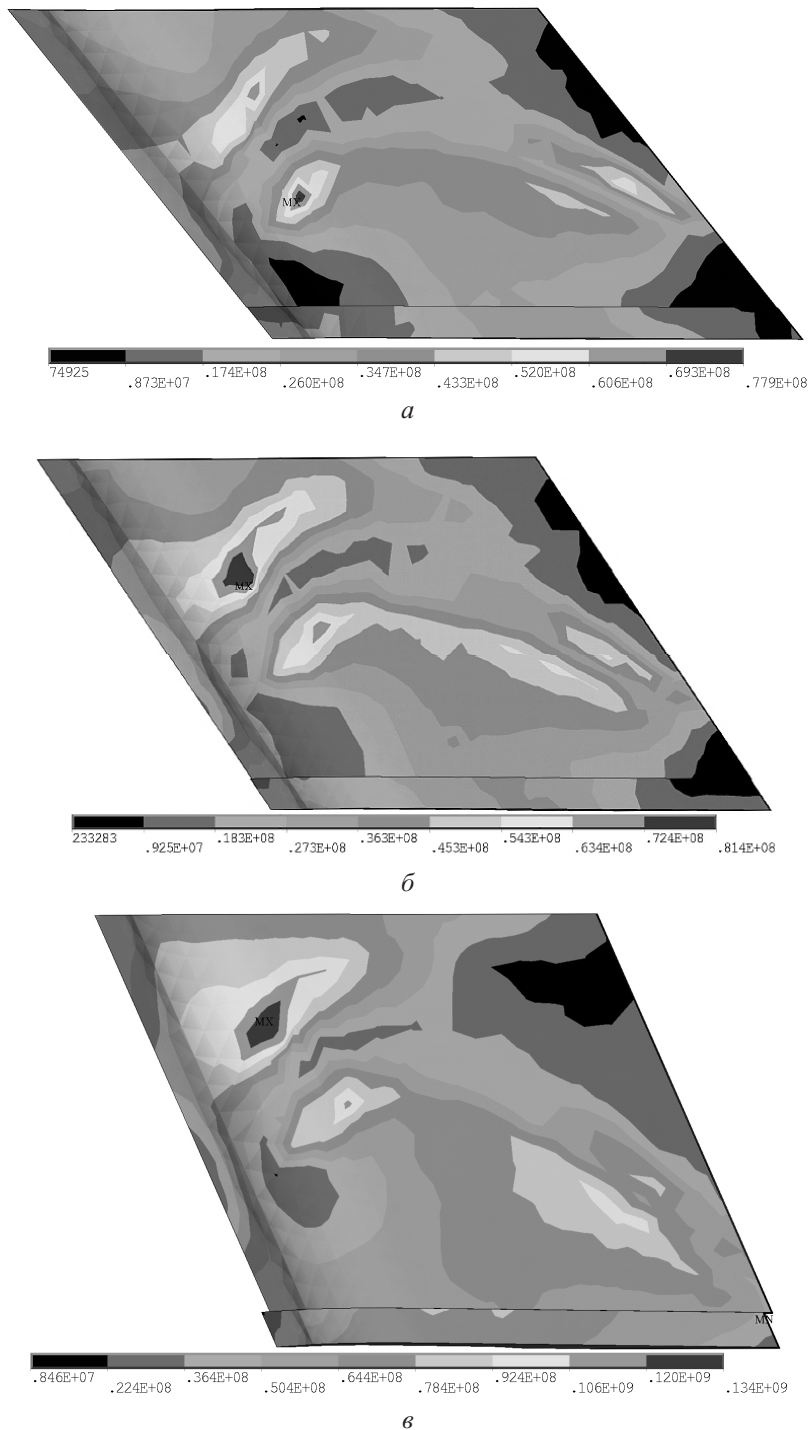


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений в полке при $\alpha = 50$ (а), 55 (б) и 65° (в).

наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса расширяется область их контакта, возрастают максимальные значения контактных давлений и напряженность бандажной полки.



Рис. 6. Распределение интенсивности напряжений в перо лопатки при $\alpha = 50$ (а), 55 (б) и 65° (в).

Что касается напряженного состояния пера лопатки, то, как следует из приведенных на рис. 6 данных, максимальные значения интенсивности напряжений наблюдаются у входной кромки верхней части пера, а с увеличением угла наклона контактных поверхностей они возрастают.

На основании полученных распределений указанных характеристик статического напряженного состояния лопаток исследуемого рабочего колеса была построена диаграмма их максимальных значений для выбранного диапазона изменения угла наклона контактных поверхностей бандажных полок (рис. 7). Из представленных результатов видно, что с ростом угла наклона α значения исследуемых характеристик напряженного состояния бандажных полок и пера лопаток увеличиваются. Во всем диапазоне изменения α максимальная напряженность характерна для пера лопатки. Кроме того, с увеличением угла наклона α наблюдается более интенсивный рост рассматриваемых характеристик.

На втором этапе решения задачи вычислительные эксперименты проводились с учетом наличия поля центробежных сил ($\omega \neq 0$) при комнатной (20°C) и повышенной (905°C) температурах.

Расчеты при температуре $T = 905^\circ \text{C}$ выполнялись в предположении, что она равномерно распределена по длине лопатки, а модуль упругости материала в этих условиях $E_T = 1,05 \cdot 10^{11}$ Па.

Анализ полученных распределений характеристик напряженного состояния лопаток (рис. 8–10) и их сравнение с таковыми, определенными без учета влияния поля центробежных сил (рис. 4–6), свидетельствует о следующем:

при комнатной температуре с повышением скорости вращения рабочего колеса область контакта сосредотачивается на нижней кромке контактных поверхностей

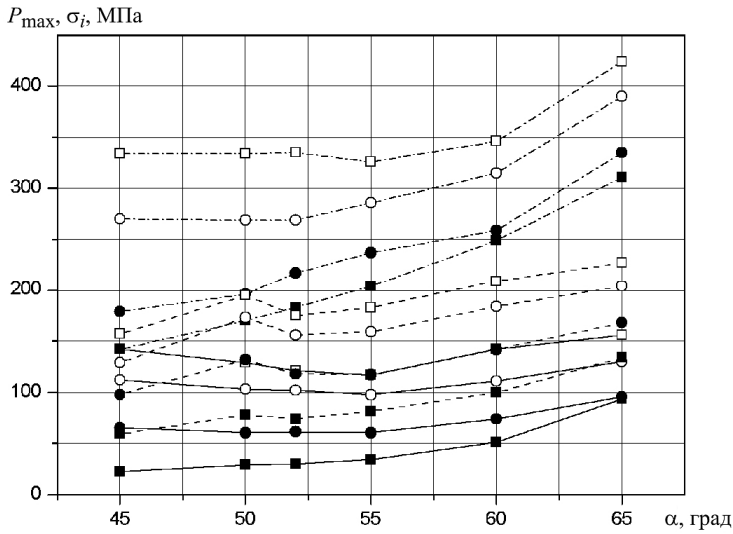


Рис. 7. Диаграмма изменения максимальных значений контактных давлений (сплошные линии) и интенсивности напряжений в бандажной полке (штриховые линии) и пере (штрихпунктирные линии) лопатки в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса при $T = 20^\circ\text{C}$ и $\omega = 0$ (■), 3790 (●), 5180 (○) и 5850 об/мин (□).

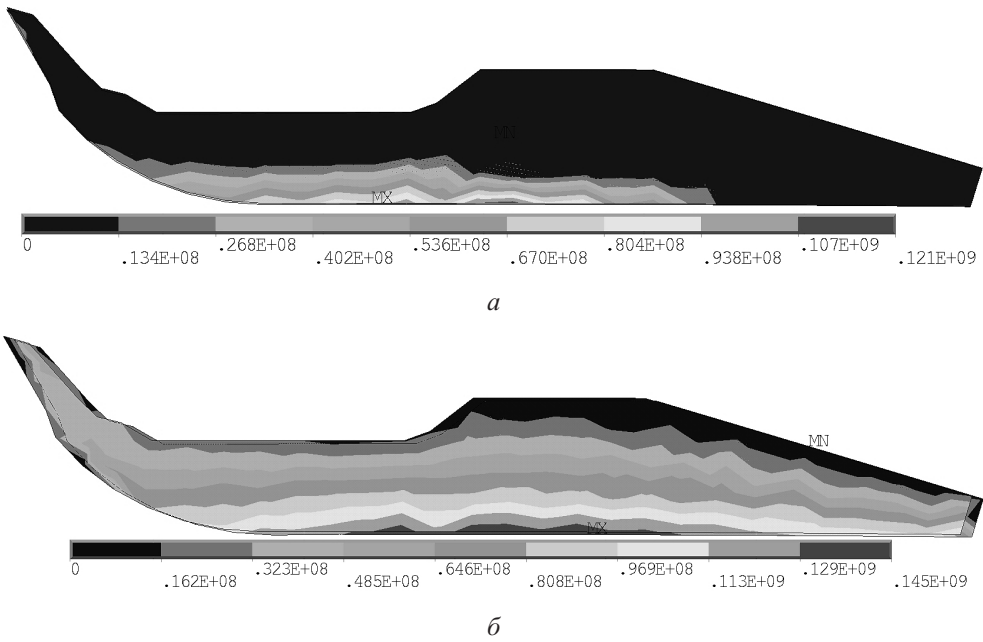


Рис. 8. Распределение давления по контактным поверхностям полок при $\alpha = 52^\circ$, $\omega = 5850$ об/мин и температуре T , равной 20 (а) и 90°C (б).

бандажных полок (рис. 8,а), где наблюдаются также максимальные значения интенсивности напряжений (рис. 9,а). При этом область максимальных значений интенсивности напряжений в пере лопатки переходит с входной кромки его подполощной части к спинке корневой части (рис. 10,а). Наиболее вероятной причиной изменения напряженного состояния лопаток является их раскрутка под воздействием поля центробежных сил;

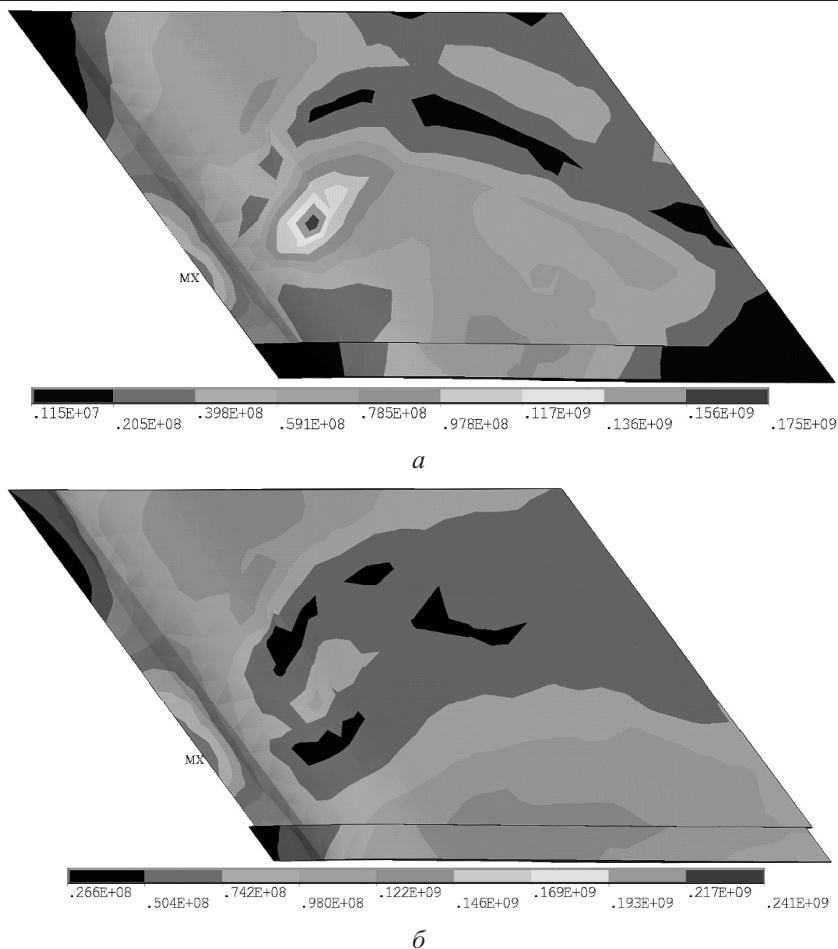


Рис. 9. Распределение интенсивности напряжений в полке при $\alpha = 52^\circ$, $\omega = 5850$ об/мин и температуре T , равной 20 (*а*) и 905°C (*б*).

воздействие температуры на рабочие лопатки обуславливает увеличение площади контакта (рис. 8,*б*), что связано с тепловым расширением их материала. При этом напряженное состояние полки и пера изменяется незначительно (рис. 9,*б* и 10,*б*).

Для более глубокого анализа полученных результатов были построены диаграммы изменения максимальных значений характеристик статического напряженного состояния лопатки в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей α при разных значениях частоты вращения и температуре 905°C (рис. 11).

Анализ полученных данных показывает, что независимо от температуры с увеличением скорости вращения рабочего колеса (рис. 7 и 11) происходит рост максимальных значений контактного давления и интенсивности напряжений полки и пера лопатки во всем диапазоне изменения угла наклона контактных поверхностей. Однако учет температуры (рис. 11) приводит к повышению значений рассматриваемых характеристик напряженного состояния лопаток. По-видимому, это объясняется ползучестью материала, которая вызывает изменение геометрических размеров лопаток [2]. Кроме того, при $\alpha = 65^\circ$ наблюдается стремительный рост контактного давления и интенсивности напряжений в полке лопатки. Это свидетельствует о том, что дальнейшее увеличение α может негативно влиять на долговечность лопаток.

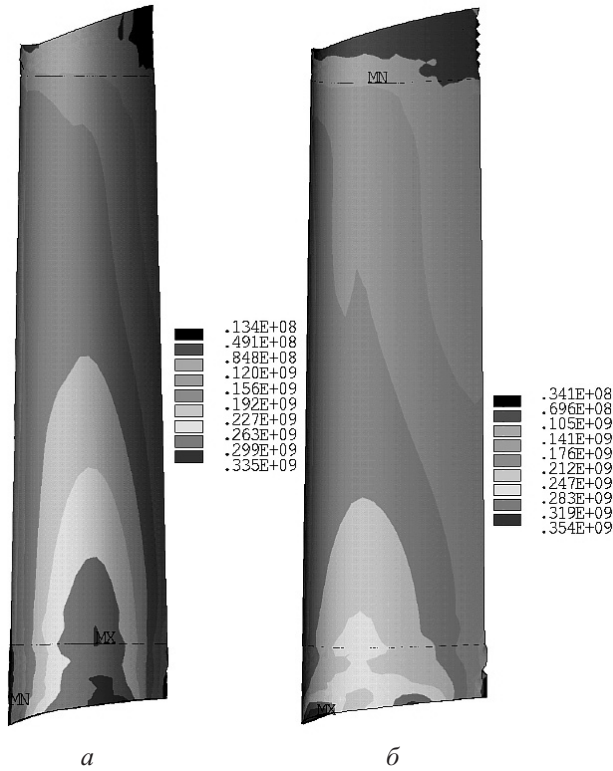


Рис. 10. Распределение интенсивности напряжений в пере лопатки при $\alpha = 52^\circ$, $\omega = 5850$ об/мин и температуре T , равной 20 (а) и 905°C (б).

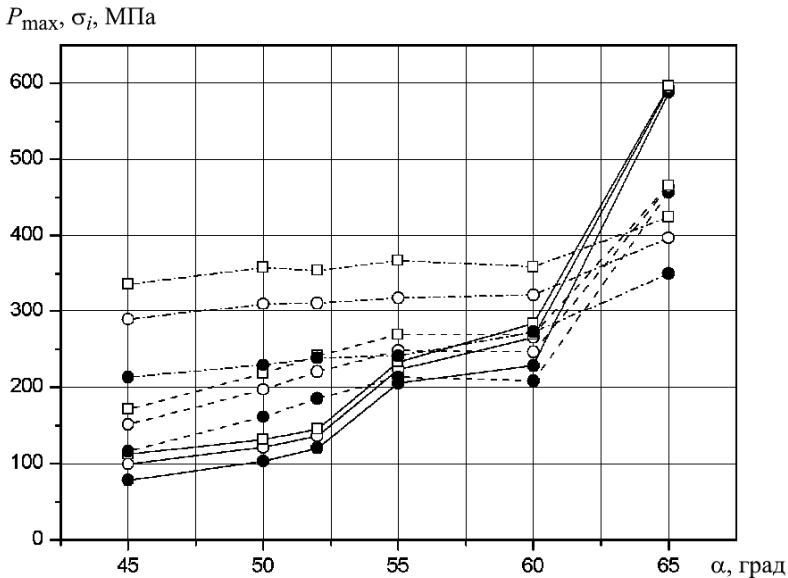


Рис. 11. Диаграмма изменения максимальных значений контактных давлений (сплошные линии) и интенсивности напряжений в бандажной полке (штриховые линии) и пере (штрихпунктирные линии) лопатки в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса при $T = 905^\circ\text{C}$ и $\omega = 3790$ (●), 5180 (○) и 5850 об/мин (□).

Сравнение полученных результатов расчетных исследований по определению зависимости максимальных значений контактного давления от угла наклона контактных поверхностей бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса с данными [15] показало их хорошее совпадение.

Выводы

1. Установлено, что независимо от изменения поля центробежных сил и учета температуры с увеличением угла наклона контактных поверхностей бандажных полок наблюдается рост характеристик напряженного состояния лопаток (контактного давления по полкам и интенсивности напряжений в полке и пере лопатки), интенсивность которого тем больше, чем больше угол наклона.

2. Область контакта взаимодействующих поверхностей бандажных полок расширяется с увеличением их угла наклона, возрастая при воздействии высокой температуры.

3. Учет поля центробежных сил и температуры газового потока приводит как к росту исследуемых характеристик напряженного состояния лопаток, так и к перераспределению их максимальных значений.

4. Полученные результаты численных исследований следует учитывать при выборе оптимальных параметров бандажной связи рабочих лопаток турбин и разработке методов по повышению их вибрационной надежности.

Резюме

Наведено результати обчислювальних експериментів із визначення закономірностей зміни характеристик статичного напруженого стану лопаток у залежності від кута нахилу контактних поверхонь полиць до площини обертання робочого колеса з урахуванням дії поля відцентрових сил і високих температур газового потоку.

1. Меркулов В. М., Ильющенко Ф. Д. О выборе способа бандажирования рабочих лопаток турбин ГТД // Вестн. двигателестроения. – 2005. – № 2. – С. 114 – 117.
2. Придорожный Р. П., Меркулов В. М., Зиньковский А. П. Анализ напряженно-деформированного состояния бандажированных рабочих лопаток турбин АГТД с учетом влияния температуры и наработки // Авиаци.-косм. техника и технология. – 2009. – № 9 (66). – С. 78 – 82.
3. Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
4. Иванов В. П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.
5. Воробьев Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.
6. Матвеев В. В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. – Киев: Наук. думка, 1985. – 264 с.
7. Fan J., Han L., Wang R., et al. Research on structural design and optimization of the turbine blade shroud // Proc. of ASME Gas Turbine India Conference. – New York, 2012. – P. 657 – 663.
8. Меркулов В. М., Якушев Ю. В. Влияние технологических параметров изготовления рабочего колеса турбины на силу контактного давления между бандажными полками с плоскими боковыми торцами // Вестн. двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 154 – 157.

9. Воробьев Ю. С., Дьяконенко К. Ю., Романенко В. Н., Чугай М. А. Анализ локализации напряжений при колебаниях лопаточного аппарата турбомашин // Тр. ЦКТИ "Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования". – 2009. – Вып. 296. – С. 282 – 306.
10. Меркулов В. М., Ильющенко Ф. Д. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности // Авиац.-косм. техника и технология. – 2006. – № 9 (35). – С. 86 – 89.
11. Зиньковский А. П., Круглий Я. Д. Влияние нарушений идентичности контактного взаимодействия бандажных полок на характеристики статического и динамического напряженного состояния лопаточных венцов // Пробл. прочности. – 2012. – № 2. – С. 44 – 60.
12. Шереметьев А. В., Петров А. В. Выбор необходимых параметров конечно-элементных сеток при расчетах на прочность лопаток авиадвигателей // Авиац.-косм. техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 114 – 118.
13. Придорожный Р. П., Шереметьев А. В., Зиньковский А. П. и др. Оценка напряженного состояния замковых соединений рабочих лопаток турбин с учетом возможных отклонений их размеров // Там же. – 2007. – № 8 (44). – С. 81 – 85.
14. Меркулов В. М., Трипольский С. С., Якушев Ю. В. К выбору параметров бандажной связи рабочих лопаток турбин с беззиговыми полками // Там же. – № 9 (45). – С. 48 – 51.
15. Меркулов В. М., Якушев Ю. В., Федорченко Н. Н., Зиньковский А. П. О влиянии параметров бандажирования на надежность и ресурс рабочих лопаток турбин // Там же. – 2009. – № 10 (67). – С. 167 – 171.

Поступила 04. 03. 2014