

УДК 539.319

К.В. САВЧЕНКО, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ, И.Г. ТОКАРЬ*Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина*

ВЛИЯНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ УГЛА РАДИАЛЬНОГО СКОСА КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК НА СТАТИЧЕСКОЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИХ ВЕНЦОВ

В данной работе приведены результаты вычислительных экспериментов по определению влияния моделирования контактного взаимодействия беззиговых бандажных полок, а именно угла радиального скоса их контактных поверхностей, на статическое напряженное состояние лопаточных венцов. Показано, что такие характеристики статического напряженного состояния, как контактное давление и интенсивность напряжений в бандажной полке лопатки, существенно зависят от выбранного варианта моделирования. Также приведены рекомендации по выбору оптимального варианта моделирования угла радиального скоса.

Ключевые слова: лопатка, беззиговая бандажная полка, угол радиального скоса, контактное давление, интенсивность напряжений.

Введение

В современном машиностроении к двигателям выдвигают все более жесткие технологические и эксплуатационные требования, что влечет за собой возрастание их рабочих параметров. При этом большинство дефектов, выявляемых в процессе работы двигателей, имеет вибрационное происхождение, значительная часть которых относится к лопаточным венцам рабочих колес турбин.

Одним из самых эффективных способов снижения вибрационной напряженности лопаток является конструкционное демпфирование колебаний [1]. Наиболее распространенными его средствами являются полочное бандажирование [2 – 4], подплатформные демпферы [5 – 7], замковые соединения лопатки с диском [4, 8, 9] и высокодемпфирующие покрытия пера [10, 11].

Несмотря на большое количество исследований по определению влияния полочного бандажирования на напряженное состояние лопаточных венцов, в последнее время все большее применение приобретает вычислительный эксперимент, ввиду интенсивного развития компьютерных технологий и высокой стоимости натурного эксперимента. В этом случае определяющее значение имеет выбор расчетной модели объекта исследования, которая должна адекватно отображать его геометрию и учитывать условия эксплуатации. При изучении бандажированных лопаточных венцов одной из наиболее сложных задач является моделирование контактного взаимодействия полок.

Как правило, при ее решении не учитывается цилиндрическая форма сечения венца в плоскости вращения рабочего колеса, т.е. плоскости контакта бандажных полок предполагаются параллельными. Однако анализ известных результатов исследований в этом направлении не позволяет установить, насколько использование такого подхода дает возможность достоверно определить характеристики напряженного состояния лопаточных венцов.

Поэтому целью данной работы является расчетное исследование влияния подходов к моделированию угла радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок рабочих лопаток на характеристики статического напряженного состояния их венцов как систем с циклической симметрией.

1. Объект исследования и его моделирование

В качестве объекта исследования был выбран лопаточный венец с беззиговой бандажной связью, лопатки которого взаимодействуют между собой по контактными поверхностями K и образуют кольцевую бандажную связь, как показано на рис. 1, где F – нормальная сила контактного взаимодействия полок; α – угол наклона поверхностей K бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса; t_s – шаг лопаток венца.

Рассматриваемый лопаточный венец является системой с циклической симметрией, связь лопаток которой в предположении абсолютной жесткости диска обуславливается их контактным взаимодействием по бандажным полкам.

В этом случае при проведении вычислительных экспериментов можно ограничиться рассмотрением одного периода венца с соответствующими граничными условиями [12].

Для создания конечноэлементной (КЭ) модели лопатки и венца в соответствии с подходами, изложенными в [9, 13], использовался объемный 8-узловой конечный элемент.



Рис. 1. Схема взаимодействия контактных поверхностей бандажных полок лопаток

В соответствии с постановкой задачи было рассмотрено три возможных варианта положения в радиальном направлении контактных поверхностей бандажного соединения периода лопаточного венца, которые схематично показаны на рис.2:

- 1 – отсутствует радиальный скос контактных поверхностей;
- 2 – скос только одной из контактных поверхностей на угол $\gamma = \pi/N$;
- 3 – скошены обе контактные поверхности на угол $\gamma = \pi/N$.

Здесь γ – угол радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок лопаток; N – число лопаток венца.

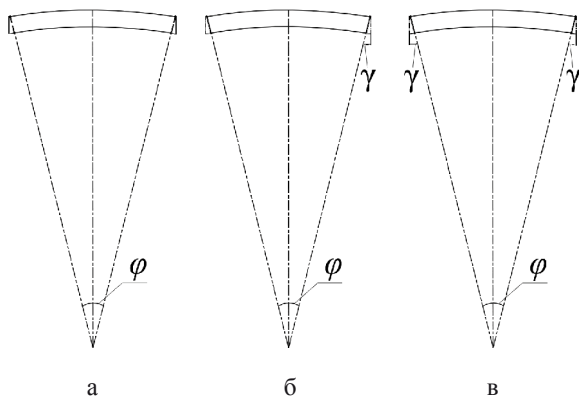


Рис. 2. Варианты 1 (а), 2 (б) и 3 (в) моделирования бандажной связи периода лопаточного венца

2. Результаты вычислительных экспериментов

Был проведен комплекс расчетных исследований по определению влияния выбранных вариантов моделирования угла радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок рабочих лопаток на характеристики статического напряженного состояния лопаточных венцов, в качестве которых выбраны такие:

– максимальное контактное давление по бандажным полкам:

$$P_{\max} = \frac{M}{S \cdot t_s \cdot \cos \alpha}, \quad (1)$$

где M – крутящий момент, действующий на полку вследствие упругой закрутки пера лопатки;

S – площадь контактных поверхностей полок.

– интенсивность напряжений в бандажной полке:

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

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

Рабочие лопатки исследуемого венца изготовлены из жаропрочного никелевого сплава ЖС 26-ВИ с такими физико-механическими характеристиками: модуль упругости 1-го рода $E = 1,9 \cdot 10^{11}$ Па; плотность $\rho = 8570$ кг/м³; коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Расчет характеристик напряженного состояния выполнялся в диапазоне изменения угла наклона контактных поверхностей бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса $45^\circ \dots 65^\circ$ для выбранных вариантов моделирования контактного взаимодействия в радиальном направлении.

По результатам выполненных вычислительных экспериментов были определены распределения контактных давлений и интенсивности напряжений в бандажной полке, примеры которых приведены на рис. 3 и 4.

Как видно из представленных данных, при учете угла радиального скоса контактных поверхностей происходит увеличение площади контакта и перераспределение зон максимальных значений контактных давлений (рис. 3) и интенсивности напряжений в бандажной полке лопатки (рис. 4). При этом для варианта 3 это явление более выражено, чем для варианта 2.

На основании полученных распределений указанных характеристик статического напряженного состояния лопаток были построены диаграммы их максимальных значений в выбранном диапазоне изменения угла наклона контактных поверхностей бандажных полок, которые приведены на рис.5 и 6.

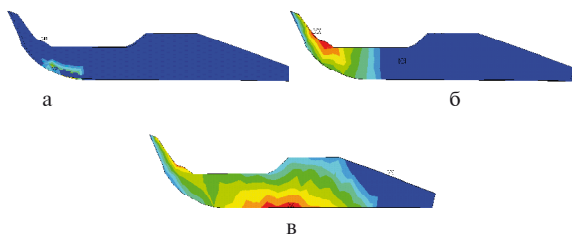


Рис. 3. Распределение давлений по контактным поверхностям бандажных полок при $\alpha = 52^\circ$ для вариантов 1 (а), 2 (б) и 3 (в) моделирования их радиального скоса

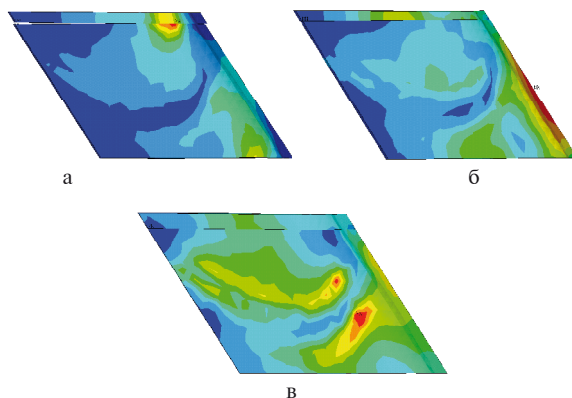


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений в бандажной полке при $\alpha = 52^\circ$ для вариантов 1 (а), 2 (б) и 3 (в) моделирования радиального скоса контактных поверхностей

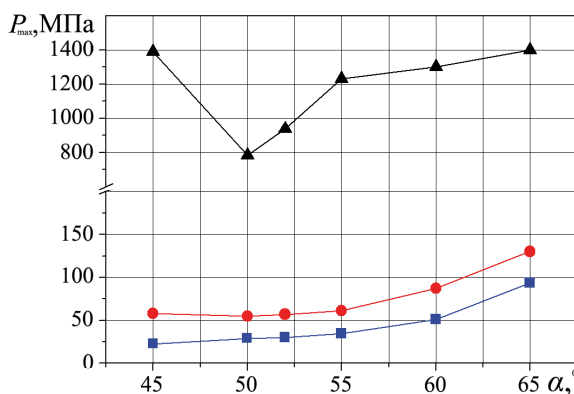


Рис. 5. Диаграмма максимальных значений контактных давлений в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса для вариантов 1 (▲), 2 (●) и 3 (■) моделирования их радиального скоса

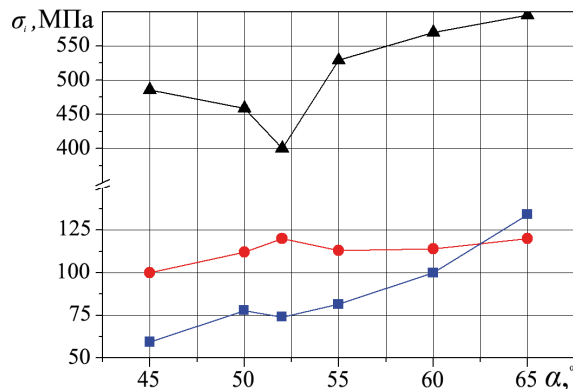


Рис. 6. Диаграмма максимальных значений интенсивности напряжений в бандажной полке в зависимости от величины угла наклона контактных поверхностей к плоскости вращения рабочего колеса для вариантов 1 (▲), 2 (●) и 3 (■) моделирования их радиального скоса

Из представленных результатов следует, что при отсутствии радиального скоса контактных поверхностей (вариант 1) наблюдаются anomalно высокие по сравнению с таковыми при двух других вариантах моделирования максимальные значения контактных давлений и интенсивности напряжений в бандажной полке, что обусловлено наличием концентратора напряжений в контактном соединении. При этом необходимо отметить следующее:

- самые низкие максимальные значения исследуемых характеристик напряженного состояния имеют место в случае варианта 3 моделирования радиального скоса контактных поверхностей бандажных полок;
- характер зависимостей изменения максимальных значений контактного давления от угла наклона контактных поверхностей бандажных полок для вариантов 2 и 3 практически одинаков.

Заключение

На основании результатов выполненных вычислительных экспериментов и проведенного их сравнения с известными данными исследований можно сделать следующие выводы:

1. Учет угла радиального скоса контактных поверхностей полок позволяет исключить появление концентраторов напряжений в зоне контакта беззиговых бандажных полок и получить более достоверные распределения характеристик статического напряженного состояния в сравнении с таковыми, если радиальный скос не учитывается.
2. Моделирование радиального скоса контактных поверхностей с обеих сторон бандажной полки (вариант 3) позволяет более достоверно представить условия взаимодействия

контактных поверхностей бандажных полок. В этом случае имеет место снижение максимальных значений интенсивности напряжений в бандажных полках по сравнению с другими вариантами моделирования их контакта.

Литература

1. Szwedowicz J. Bladed disks: non linear dynamics [Text] / J. Szwedowicz // Structural design of aircraft engines: key objectives and techniques / edited by E. Seinturier, G. Paniagua. – Sint-Genesius-Rode, 2008. – P. 85-113.

2. Меркулов В.М. О выборе способа бандажирования рабочих лопаток турбин ГТД [Текст] / В.М. Меркулов, Ф.Д. Ильюшенко // Вестник двигателестроения. – 2005. – № 2. – С. 114-117.

3. Larin O.O. Forced vibrations of bladings with the random technological mistuning [Text] / O.O. Larin // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, June 14-18. – 2010, Glasgow, UK, GT2010-23099. – Glasgow, 2010. – P. 667-672.

4. Tokar I.G. On the problem of improvement of the damping ability of rotor blades of contemporary gas-turbine engines [Text] / I.G. Tokar, A.P. Zinkovskii, V.V. Matveev // Strength of Materials. – 2003. – 35 (4). – P. 368-375.

5. Sanliturk K.Y. Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data [Text] / K.Y. Sanliturk, D.J. Ewins, A.B. Stanbridge // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2001. – 123 (4). – P. 919-929.

6. Petrov E.P. Advanced modeling of underplatform friction dampers for analysis of bladed disk vibration [Text] / E.P. Petrov, D.J. Ewins // Journal of Turbomachinery. – 2007. – 129 (1). – P. 143-150.

7. Firrone C.M. The effect of underplatform dampers on the forced response of bladed disks by a coupled static/dynamic harmonic balance method [Text] / C.M. Firrone, S. Zucca, M.M. Gola // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2011. – 46 (2). – P. 363-375.

8. Charleux D. Numerical and experimental study of friction damping in blade attachments of rotating bladed disks [Text] / D. Charleux, C. Gibert, F. Thouverez, J. Dupeux // International Journal of Rotating Machinery. – 2006. – P. 1-13.

9. Жовдак В.А. Влияние контактного взаимодействия в замковом соединении на собственные колебания лопаток [Текст] / В.А. Жовдак, А.А. Дегтев, А.Ф. Кабанов, А.С. Степченко // Проблемы машиностроения. – 2003. – 6 (4). – С. 52 - 60.

10. Ustinov A.I. Using nanostructured coatings for reducing the dynamic stress state of constructional machine components [Text] / A.I. Ustinov, A.P. Zinkovskii, I.G. Tokar, V.S. Skorodzievskii // Advances of Electrometallurgy. – 2010. – 8 (1). – P. 31-38.

11. Зиньковский А.П. Влияние рассеяния энергии в материале на колебания лопаток с неоднородностями [Текст] / А.П. Зиньковский, И.Г. Токар, В.А. Круц, Я.Д. Круглий // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – 9. – С. 132-137.

12. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

13. Savchenko K. V. Influence of the orientation of shroud contact surfaces on the static stress state of turbine rotor blades [Text] / K.V. Savchenko, A.P. Zinkovskii, I.G. Tokar, Ya.D. Kruglii // Strength of Materials. – 2014. – 46 (4). – P. 493–502.

Поступила в редакцию 06.06.2017 г.

К.В. Савченко, А.П. Зиньковский, І.Г. Токар. Вплив моделювання кута радіального скосу контактних поверхонь бандажних полиць на статичний напружений стан їх вінців

В даній роботі наведено результати обчислювальних експериментів з визначення впливу моделювання контактної взаємодії беззигових бандажних полиць, а саме кута радіального скосу їх контактних поверхонь, на статичний напружений стан лопаткових вінців. Показано, що такі характеристики статичного напруженого стану, як контактний тиск і інтенсивність напружень в бандажній полиці лопатки, суттєво залежать від обраного варіанта моделювання. Також приведено рекомендації по вибору оптимального варіанта моделювання радіального кута скосу.

Ключові слова: лопатка, беззигова бандажна полиця, кут радіального скосу, контактний тиск, інтенсивність напружень.

K.V. Savchenko, A.P. Zinkovskii, I.G. Tokar Influence of modeling of angle of radial chamfer of contact surfaces of shrouds on static state of their bladed disks

The paper presents the results of computational experiments on the determination of the influence of the modeling of contact interaction of straight shrouds, especially an angle of the radial chamfer of their contact surfaces, on the static state of bladed disks. The results of experiments show that the characteristics of the static state, such as contact pressure and stress intensity strongly depend on variant of modeling. Also, recommendations for choosing the optimal variant of modeling of an angle of the radial chamfer are given.

Key words: *blade, straight shroud, angle of radial chamfer, contact pressure, stress intensity.*