

УДК 621.165:539.4

**УЛУЧШЕНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В
МНОГООПОРНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
ПАРОВЫХ ТУРБИН**

©Фурсова Т. Н.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Фурсова Тетяна Миколаївна: ORCID: 0000-0003-1900-7432; tatiana2507@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Эксплуатационная надежность многоопорных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин в значительной степени зависит от равномерности распределения реактивных усилий по опорным поверхностям зубцов, поскольку неизбежные технологические зазоры в пределах поля допусков на изготовление могут привести к отсутствию контакта на отдельных зубцах и перегрузке элементов конструкции.

Исследование напряженно-деформированного состояния трехопорного грибовидного хвостового соединения, проведенное с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов, показало целесообразность использования усовершенствованной геометрии профиля со специальными формами опорных поверхностей, обеспечивающими компенсацию технологических зазоров за счет деформаций смятия и контакт зубцов. Также это позволяет обеспечить более равномерное распределение реактивных усилий по зубцам и выравнивание общих и местных напряжений.

Результаты работы могут быть использованы в области энергомашиностроения, при проектировании и эксплуатации паровых турбин.

Ключевые слова: паровая турбина; напряженно-деформированное состояние; хвостовое соединение; опорная поверхность; конструкция.

Фурсова Т. М. «Покращення рівномірності розподілення в багатоопорних хвостових з'єднаннях робочих лопаток парових турбін».

Експлуатаційна надійність багатоопорних хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін у значній мірі залежить від рівномірності розподілу реактивних зусиль по опорних поверхнях зубців, оскільки немінучі технологічні зазори в межах поля допусків на виготовлення можуть привести до відсутності контакту на окремих зубцях і перевантаження елементів конструкції.

Дослідження напружено-деформованого стану трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання, проведене за допомогою програмного комплексу на базі методу скінченних елементів, показало доцільність використання вдосконаленої геометрії профілю зі спеціальними формами опорних поверхонь, що забезпечують компенсацію технологічних зазорів за рахунок деформацій зминання і контакт зубців. Також це дозволяє забезпечити більш рівномірний розподіл реактивних зусиль по зубців і вирівнювання загальних і місцевих напружень.

Результати роботи можуть бути використані в області енергомашинобудування, при проектуванні і експлуатації парових турбін.

Ключові слова: парова турбіна; напружено-деформований стан; хвостове з'єднання, опорна поверхня; конструкція.

Fursova T. “The increase of evenness of distribution in the multi-bearing blade roots of steam turbines”.

The operate reliability of multi-bearing blade roots of steam turbines largely depends on uniformity of reactive forces distribution over bearing surfaces of teeth, since unavoidable technological gaps within manufacture tolerances can lead to absence of contact on individual teeth and overloading of structure elements.

Investigation of the stressed-deformed state of the three-bearing mushroom blade root, which was carried out with help of a software package based on the finite element method, showed the expediency of using improved geometry of the profile with special forms of bearing surfaces that compensate technological gaps due to the crushing deformation and contact of teeth. This also allows for a more even distribution of reactive forces over teeth and equalization of common and local stresses.

The results of the work can be used in the power engineering industry, in the design and operation of steam turbines.

Key words: steam turbine; stress-deformed state; blade roots; bearing surface; structure.

1. Актуальность

К наиболее ответственным и напряженным узлам проточной части паровых турбин относятся хвостовые соединения для крепления рабочих лопаток на роторе.

Характер работы хвостового соединения существенно зависит от распределения реактивных усилий по опорным площадкам. Технология изготовления хвостовой пары обуславливает отклонение действительных размеров от заданных между зубцами соединения, что приводит к появлению зазоров между ними, а следовательно – к неравномерному распределению усилий по зубцам и появлению неравномерности распределения напряжений вследствие отсутствия контакта на отдельных опорных поверхностях [1].

Неравномерность распределения реактивных нагрузок по опорам, как отмечалось в некоторых публикациях [2-3], несколько снижается за счет смятия микронеровностей опорных поверхностей, находящихся в контакте. Однако, при существующей форме опорных поверхностей невозможна деформация, компенсирующая технологические зазоры, поскольку материал в этой зоне испытывает стесненность деформаций, не имея возможности свободно деформироваться [3].

Целью работы является анализ деформаций хвостового соединения при наличии технологических зазоров и улучшение равномерности распределения напряжений в многоопорных хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин за счет усовершенствования форм опорных поверхностей зубцов.

2. Методология исследования

Рассмотрим один из неблагоприятных вариантов работы трехопорного грибовидного хвостового соединения, применяемого для лопаток цилиндров низкого давления (ЦНД) паровых турбин, когда в контакте находится только верхняя пара зубцов.

Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) проводилось с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов (МКЭ). На рис. 1

представлено распределение относительных деформаций ε ($\varepsilon = \frac{E}{\sigma}$, где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала, σ – напряжения, МПа) хвостового соединения при контакте верхней пары зубцов, на средней и нижней принимались зазоры в пределах поля допусков.



Рис. 1 – Распределение относительных деформаций при контакте верхней опоры зубцов

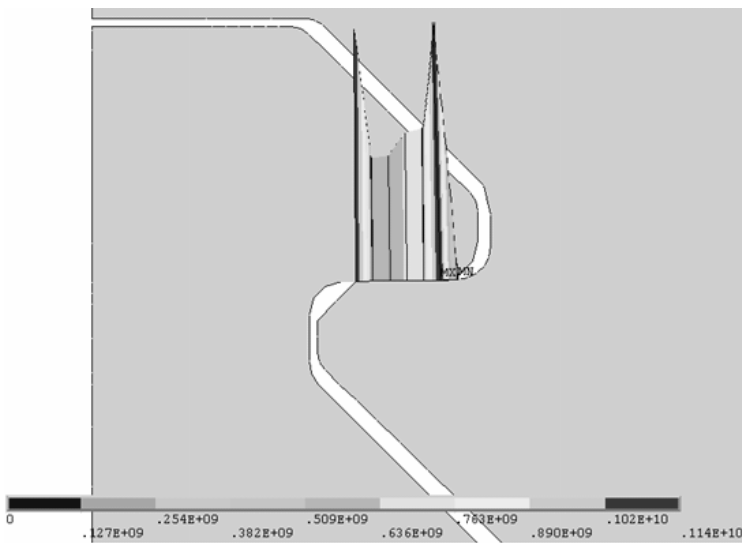


Рис. 2 – Контактные напряжения верхней пары опор

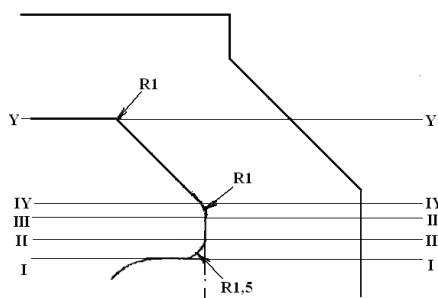


Рис. 3 – Расчетные сечения зубцов хвостовика

В зоне опорной площадки верхней пары зубцов хвостовика средняя относительная деформация на его участке высотой 10,25 мм составляет $\varepsilon = 0,0013$. Следовательно, абсолютное перемещение этого участка составит $\Delta = 0,014$ мм, что не приводит к компенсации технологических зазоров в пределах поля допусков (максимальная величина зазоров до 0,03 мм) на средней и нижней парах зубцов.

Для этого случая показано распределение контактных напряжений верхней пары опор. Максимальные контактные напряжения здесь составляют 1140 МПа (рис. 2), средние контактные напряжения – 573 МПа (при величине предела текучести $\sigma_{0,2} = 650$ МПа) При контакте верхней пары зубцов локальные напряжения, достигая большой величины непосредственно на краях контактных плоскостей

(фаска зубца хвостовика и закругление зубца диска, определяющих площадку контакта), быстро убывают по мере удаления от них.

Для исследования общего характера НДС были выбраны сечения, показанные на рис. 3. Распределение максимальных и средних напряжений в сечениях зоны верхнего зубца показано на рис. 4-5.

Когда в контакте находится только верхняя пара опор, воспринимающая всю нагрузку от центробежных сил лопатки с бандажом, значительно возрастают максимальные напряжения в зоне концентрации (до 1670 МПа в сечении II-II), а также средние напряжения в расчетных сечениях по сравнению со средними напряжениями при контакте всех опор (120 МПа) [4]. Из – за отсутствия контакта в зоне среднего зубца максимальные напряжения не превышают 15 МПа, в зоне нижнего – не более 1 МПа.

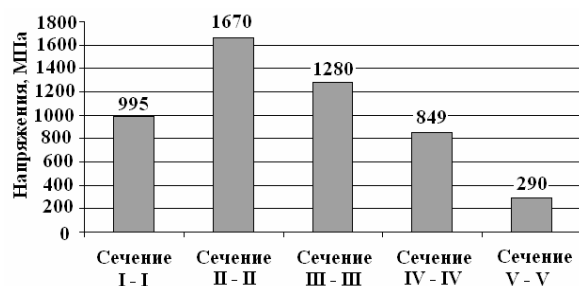


Рис. 4 – Максимальные напряжения в сечениях зоны верхнего зубца

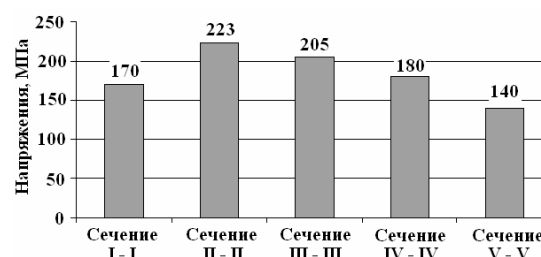


Рис. 5 – Средние напряжения в сечениях зоны верхнего зубца

3. Предложения и рекомендации

Указанная выше неравномерность распределения нагрузок и, соответственно, напряжений может быть сглажена при обеспечении контакта на всех парах опор хвостового соединения. Для этого предлагаются формы опорных поверхностей, которые могут обеспечить компенсацию технологических зазоров [5].

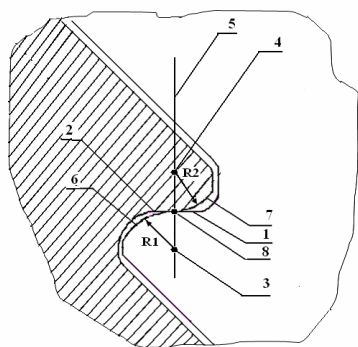


Рис. 6 – Геометрия зубцов предложенного хвостового соединения:

1, 2 – опорные поверхности зубцов паза хвостовика и грибка обода диска, 3, 4 – центры радиусов закруглений зубцов, 5 – нормаль, 6, 7 – дуги закруглений зубцов, 8 – линия контакта

В грибовидном хвостовом соединении центры радиусов закруглений зубца паза хвостовика и зубца обода диска, определяющие площадку контакта, располагаются на одной нормали к опорным поверхностям (рис. 6). При этом образуются дуги закруглений зубцов и площадка контакта сводится к линии в окружном направлении турбины.

При работе турбины под воздействием центробежных сил на линии контакта опорных поверхностей возникают деформации смятия.

Формы опорных поверхностей зубцов позволяют рассматривать их взаимодействие как задачу теории упругости при контакте двух цилиндров (рис. 7) [6].

Если цилиндры изготовлены из материалов, у которых модуль упругости $E_1 = E_2$ и коэффициент Пуассона $\nu_1 = \nu_2$, то максимальные контактные напряжения

$$q_{\max} = 0,42 \sqrt{pE \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}} \quad (1)$$

Динаміка та міцність машин

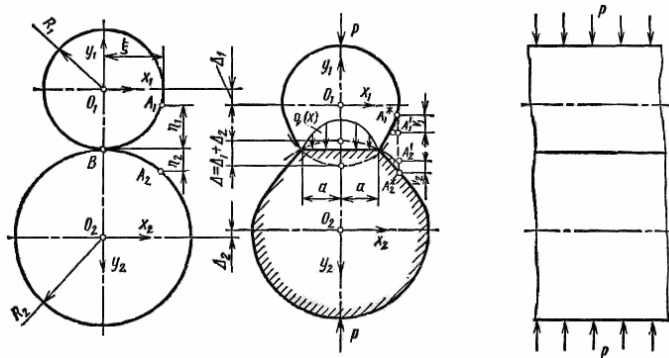


Рис. 7 – Задача Герца для расчета контактирующих цилиндров

Полуширина площадки контакта

$$a = 1,52 \sqrt{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (2)$$

Общее кинематическое смещение (сближение осей цилиндров)

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} P \left(\ln \frac{4R_1 R_2}{a^2} + 0,815 \right) \quad (3)$$

На рис. 8 показано НДС хвостового соединения при контакте всех пар зубцов, когда площадка контакта сведена к линии в окружном направлении турбины.

В таблице представлены варианты работы многоопорного грибовидного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров. Как видно из таблицы, величины сближения зубцов хвостового соединения обеспечивают контакт всех опорных поверхностей. Окончательные картины НДС незначительно будут отличаться от варианта, представленного на рис. 8.

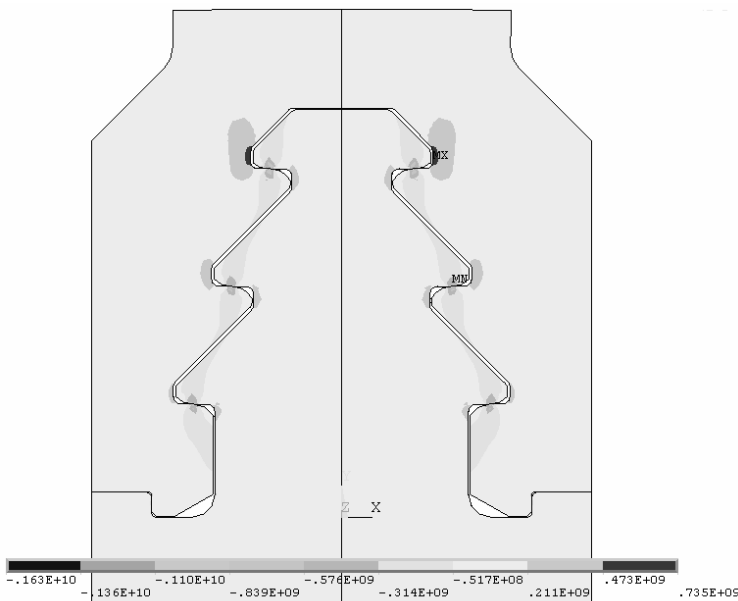


Рис. 8 – Распределение напряжений, когда площадки контакта сведены к линии в окружном направлении

Таблица 1 – Варианты работы многоопорного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров

Вариант первоначального контакта	Контактные напряжения на зубце, q_{max} , МПа	Сближение зубцов хвостового соединения, Δ , мм
Верхняя пара зубцов	7850	0,086
Верхняя и средняя пары зубцов	Верхняя	0,04
	Средняя	0,0328
Нижняя пара зубцов	7320	0,076
Средняя и нижняя пары зубцов	Средняя	0,04
	Нижняя	0,030
Средняя пара зубцов	7430	0,078
Верхняя и нижняя пары зубцов	Верхняя	0,045
	Нижняя	0,037
Контакт всех пар зубцов	Верхняя	0,025
	Средняя	0,020
	Нижняя	0,016

Высокий уровень контактных напряжений на зубцах хвостового соединения предлагаемой формы не приводит к разрушению материала, так как в этой области имеет место объемное напряженное состояние и материал работает в условиях, приближающихся к всестороннему сжатию. Допускаемые напряжения смятия при этом могут в несколько раз превышать предел текучести материала [7-8].

Распределение средних и максимальных напряжений при всех вариантах контакта хвостового соединения оказывается, практически, одинаковым. Некоторое влияние на уровень напряжений в сечениях зон опорных поверхностей оказывают напряжения смятия, определяемые величиной площадки контакта, однако это влияние оказывается несущественным.

Выводы

1. Проведен анализ деформаций хвостового соединения при наличии технологических зазоров. Установлено, что при существующей форме опорных поверхностей невозможна деформация зубцов, компенсирующая зазоры в пределах допусков на изготовление.

2. Предложена усовершенствованная геометрия профиля со специальными формами опорных поверхностей, обеспечивающими компенсацию технологических зазоров за счет деформаций смятия, более равномерное распределение реактивных усилий и выравнивание общих и местных напряжений.

3. Предложен способ определения контактных деформаций зубцов хвостового соединения с учетом форм опорных поверхностей.

Список использованных источников:

1. Методические указания. Выбор конструкции и размеров хвостовых соединений лопаток паровых и газовых турбин и осевых компрессоров при проектировании: РД 24. 260.09-87 : введ. 28-12-1987. – Л. : Изд-во НПО ЦКТИ, 1987. – 40 с.
2. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М. ; К. : ГНТИ машиностроит. лит., 1962. – 568 с.
3. Левин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон. – Л. : Машиностроение, 1981. – 710 с.
4. Фурсова Т. Н. Анализ напряженного состояния хвостовых соединений на основе традиционных и современных методов / Т. Н. Фурсова // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 10. – С. 34-40.
5. Пат. 47583 Україна, МПК F01D 5/28. Багатоопорне хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни з гарантованим контактом по всіх опорах / С. В. Левченко, В. П. Сухінін, Т. М. Фурсова. – № u200909349; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.02.2010, Бюл. №3.
6. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
7. Сопrotивление материалов / под ред. А. Ф. Смирнова. – М. : Высшая школа, 1969. – 600 с.
8. Расчеты на прочность в машиностроении : в 3 т. Т. 2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / под ред. С. Д. Пономарева. – М. ; К. : ГНТИ машиностроит. лит., 1958. – 974 с.

References

1. Ministerstvo tyazhelogo, energeticheskogo i transportnogo mashinostroyeniya SSSR 1987, *Metodicheskie ukazaniya. Vyb or konstrukt sii i razmerov khvostovykh soyedineniy lopatok parovykh i gazovykh turbin i osevykh kompressorov pri proyektirovanii*, RD 24. 260.09-87, Izdatelstvo NPO TsKTI, Leningrad.
2. Shubenko-Shubina, L 1962, *Prochnost elementov parovykh turbin*, GNTI mashinostro it. literatury, Moskva, Kyiv.
3. Levin, A, Borishanskiy, K & Konson, E 1981, *Prochnost i vibratsiya lopatok i diskov parovykh turbin*, Mashinostroyeniye, Leningrad.
4. Fursova, T 2010, 'Analiz napryazhennogo sostoyaniya khvostovykh soyedineniy na osnove traditsionnykh i sovremennykh metodov', *Energobere zhenie. Energetika. Energoaudit*, no. 10, pp. 34 – 40.
5. Levchenko, Ie, Sukhinin, V & Fursova, T 2010, *Bahatooporne khvostove ziednannia robochoi lopatky turbiny z harantovany m kontaktom po vsikh oporakh*, UA Patent 47583.
6. Birger, I, Shor, B & Iosilevich, G 1979, *Raschet na prochnost detaley mashin*, Mashinostroyeniye, Moskva.
7. Smirnov, A 1969, *Soprotivleniye materialov*, Vysshaya shkola, Moskva.
8. Ponomarev, S 1956 *Raschety na prochnost v mashinostroyenii*, vol. 2: *Nekotorye zadachi prikladnoy teorii uprugosti. Raschety za predelami uprugosti. Raschety na polzuchest*, GNTI mashinostroitelnoy literatury, Moskva, Kyiv.

Стаття надійшла до редакції 30 травня 2017 р.