

УДК 621.165

**В.П. СУХИНИН**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**Т.Н. ФУРСОВА**, ассистентка УИПА, г. Харьков

## СНИЖЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В МНОГООПОРНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Для підвищення рівномірності розподілу реактивних зусиль по зубцях хвостового з'єднання запропоновані спеціальні форми опорних поверхонь, що забезпечують компенсацію технологічних зазорів за рахунок деформацій зминання. Удосконалена конструкція багатоопорного хвостового з'єднання за рахунок раціональної загальної і локальної геометрії профілю.

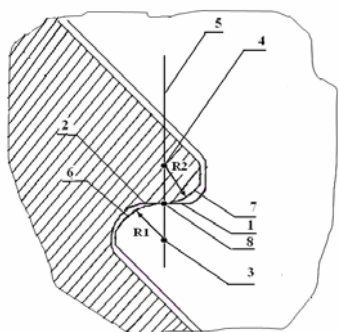
For the increase of equitability reactive efforts on the indents of tail connection the nospread functions of underlayments, providing indemnification of technological gaps due to deformations of crumpling, are offered. The construction of multisupporting tail connection is improved by rationalization of general and local geometry of type.

Надежность лопаточного аппарата в значительной мере определяет безаварийную эксплуатацию паровых турбин. Рабочие лопатки крепятся на диске ротора с помощью хвостовых соединений, работающих в условиях сложноподвижного состояния, определяемого общей и местной неравномерностями распределения напряжений.

По мере увеличения мощностей паровых турбин и нагрузок на хвостовые соединения задача обеспечения их несущей способности решалась за счет увеличения пар опорных поверхностей, что приводит к главной особенности напряженно-деформированного состояния (НДС) хвостовых соединений – неравномерности распределения реактивных усилий по опорным поверхностям, обусловленной технологическими зазорами до 0,03 мм, что может привести к недопустимой перегрузке элементов конструкции при отсутствии контакта на отдельных парах зубцов [1].

Выполненные ранее исследования [2–4], по существу, касались только НДС хвостовых соединений при регламентированных технологических зазорах и не содержали технически выполнимых решений по их компенсации и повышению равномерности распределения напряжений.

Для снижения общей неравномерности распределения напряжений, определяемой распределением реактивных усилий по зубцам хвостового соединения, в [5] авторами данной статьи предлагаются формы опорных поверхностей, которые обеспечивают компенсацию технологических зазоров. В многоопорном хвостовом соединении центр радиуса закругления зубца паза хвостовика и центр радиуса закругления зубца обода диска, определяющие площадку контакта, располагаются на одной нормали к опорным поверхностям (рис. 1). При этом образуются дуги закруглений зубцов и



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

Рис. 1. Узел контакта хвостового соединения

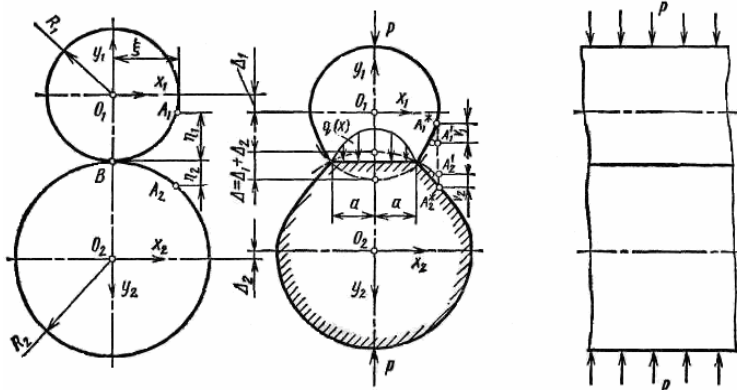


Рис. 2. Задача Герца для расчета контактирующих цилиндров

площадка контакта сводится к линии в окружном направлении турбины. Во время работы турбины в связи с действием центробежных сил на линии контакта опорных поверхностей хвостового соединения возникают деформации смятия.

Формы опорных поверхностей зубцов позволяют рассматривать их взаимодействие как задачу теории упругости при контакте двух цилиндров (рис. 2) [6]. На расстоянии  $\xi$  от плоскости, проходящей через оси цилиндров, возьмем две точки:  $A_1$  и  $A_2$  (рис. 2). Если первоначальный контакт цилиндров (без нагрузки) происходит по линии, параллельной их осям и проходящей через точку  $B$ , то расстояние между этими точками вдоль оси  $y$

$$\eta_1 + \eta_2 \approx \frac{\xi^2}{2R_1} + \frac{\xi^2}{2R_2} = \frac{\xi^2}{R}, \quad (1)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы первого и второго цилиндров;  $R$  – «средний» радиус кривизны,

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right). \quad (2)$$

Под действием нагрузки  $p$  произойдет деформация цилиндров в зоне контакта, и оси цилиндров сблизятся на величины  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ . Их общее кинематическое перемещение (сближение точек  $O_1$  и  $O_2$ )  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ . Точки  $A_1$  и  $A_2$  займут при этом новое положение  $A_1'$  и  $A_2'$ .

Давление в зоне контакта деформирует близлежащие не контактирующие поверхности цилиндров, и точки  $A_1'$  и  $A_2'$ , получив перемещения, равные  $v_1$  и  $v_2$ , займут положение  $A_1^*$  и  $A_2^*$ .

Если в зоне контакта полуширина полосы контакта  $a \geq \xi$ , то точки  $A_1^*$  и  $A_2^*$  совместятся, тогда

$$\Delta_1 - v_1 + \Delta_2 - v_2 = \Delta - v_1 - v_2 = \eta_1 + \eta_2 = \frac{\xi^2}{R}. \quad (3)$$

Примем предпосылку, что между сжимаемыми цилиндрами трение отсутствует (в силу симметрии тел). Тогда в точках контакта будет действовать лишь нормальное давление  $q(x)$ , и условие равновесия примет вид

$$\int_{-a}^a q(x) dx = p. \quad (4)$$

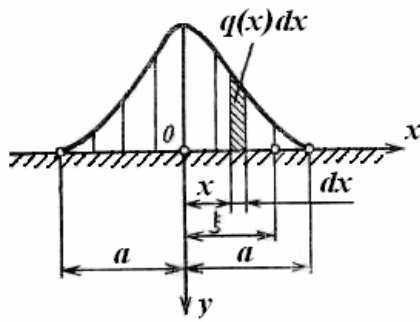


Рис. 3. К расчету перемещений точек полуплоскости

Для решения задачи выразим смещения в уравнении (3) через контактные давления.

Если ширина полосы контакта  $a$  мала по сравнению с радиусами цилиндров, то каждый из них можно приближенно рассматривать как упругую полуплоскость под действием давления  $q(x)$ .

Смещение точки  $A$  с координатой  $\xi = x$  (рис. 2) можно вычислить, используя известное решение задачи Фламана-Буссинеска о действии силы на полуплоскость (рис. 3)

$$v_1 = -\frac{2(1-\nu_i^2)}{\pi E_i} \left\{ \int_{-a}^a q(x) \ln|\xi - x| dx + \left( \frac{1}{2(1-\nu_i)} - \ln R_i \right) p \right\}, \quad (5)$$

где  $E_i$  и  $\nu_i$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала  $i$ -го цилиндра.

Подставив соотношение (5) в условие (3) и учитывая равенство (4), получим

$$(\theta_1^* + \theta_2^*) \int_{-a}^a q(x) \ln|\xi - x| dx = \frac{\xi^2}{R} + C, \quad (6)$$

где

$$C = (\theta_1^* + \theta_2^*) \left[ \ln(R_1 R_2) - \frac{1}{2} \left( \frac{1}{1-\nu_1} + \frac{1}{1-\nu_2} \right) \right] p - \Delta; \quad (7)$$

$$\theta_1^* = \frac{2}{\pi E} (1-\nu_1^2); \quad \theta_2^* = \frac{2}{\pi E} (1-\nu_2^2).$$

После преобразований получим:

$$q_{\max} = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{R_1 + R_2}{2R_1 R_2}}{\theta_1 + \theta_2}}; \quad (8)$$

$$a = 0,798 \sqrt{p \frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2} (\theta_1 + \theta_2)},$$

где

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} \theta_1^* = \frac{1-\nu_1^2}{E_1}; \quad \theta_2 = \frac{\pi}{2} \theta_2^* = \frac{1-\nu_2^2}{E_2}.$$

Если цилиндры изготовлены из материалов, у которых  $E_1 = E_2$  и  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ ,

$$\left. \begin{aligned} q_{\max} &= 0,42 \sqrt{pE \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}; \\ a &= 1,52 \sqrt{\frac{p}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Общее кинематическое смещение (сближение осей цилиндров)

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} p \left( \ln \frac{4R_1 R_2}{a^2} + 0,815 \right). \quad (10)$$

Перемещения определяются относительно достаточно удаленной от места контакта точки, в данном случае центров кривизны  $O_1$  и  $O_2$  (рис. 2). Перемещения центров кривизны определяются только общими деформациями цилиндров и не связаны с общей деформацией хвостовика (в силу их малости).

С помощью программного комплекса ANSYS на базе метода конечных элементов (МКЭ) рассмотрим один из наиболее неблагоприятных вариантов работы хвостового соединения, когда в контакте находится только верхняя пара зубцов. С учетом предложенной формы опорных поверхностей сближение верхней пары зубцов хвостового соединения составляет  $\Delta = 0,132$  мм, при этом площадка контакта  $a = 0,411$  мм. Такая величина сближения обеспечивает контакт средней и нижней пар опорных поверхностей, где после вхождения в контакт образуются, соответственно, площадки контакта 0,18 и 0,13 мм. Окончательная картина НДС показана на рис. 4.

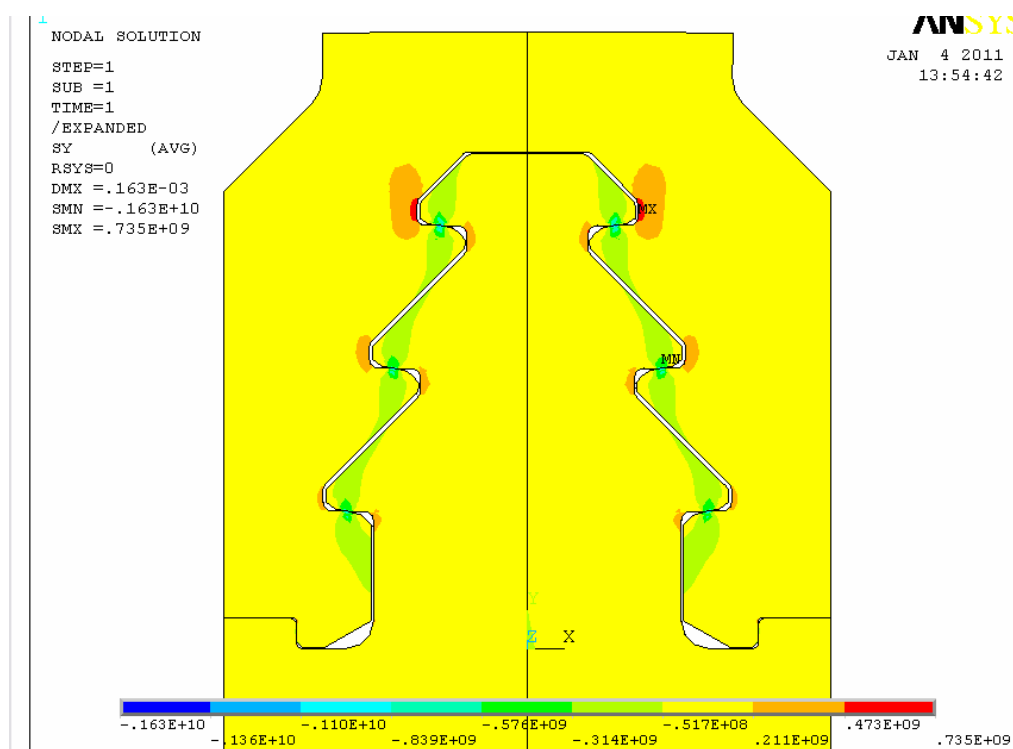


Рис. 4. Распределение напряжений в модели с контактом верхней пары опор

Как показали проведенные исследования, в других вариантах первоначального контакта, определяемого технологическими зазорами, в результате деформаций происходит их компенсация и обеспечивается контакт всех зубцов. Распределение средних и максимальных напряжений для всех вариантов контакта хвостового соединения получается, фактически, одинаковое.

В силу сложной конфигурации и НДС, выбор рациональных геометрических размеров трехопорного грибовидного хвостового соединения, снижение концентрации

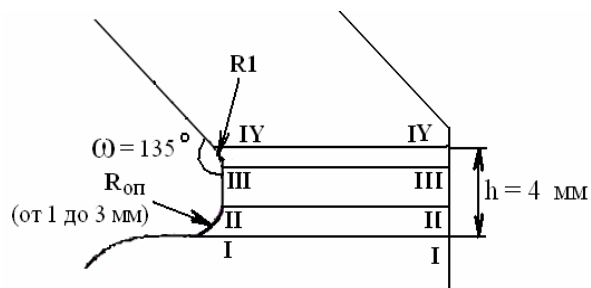


Рис. 5. Варианты конструкций с измененными радиусами у опорной поверхности

что максимальный уровень напряжений имеет место в сечении II-II (рис. 5), проходящем через точку сопряжения радиуса закругления с вертикальным участком контура паза.

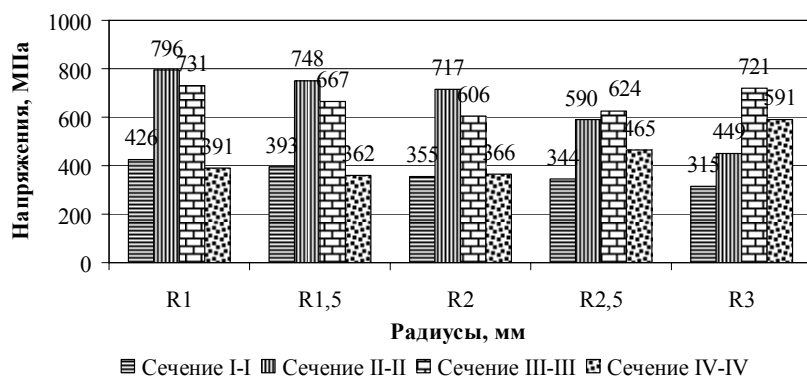


Рис. 6. Максимальные напряжения в расчетных сечениях хвостовика в зависимости от радиусов (для зоны верхнего зубца)

закругления остаются неизменными, около 120 МПа. Поэтому следует считать рациональным радиус закругления  $R_{оп} = 2$  мм, обеспечивающий наилучшее распределение напряжений в трехопорном грибовидном хвостовике (рис. 6).

Существенное снижение максимальных напряжений в зоне верхней, наиболее напряженной пары зубцов достигается при выполнении верхнего паза прямоугольным ( $\omega = 180^\circ$ ) при сохранении наклона внешнего обвода профиля и увеличении радиусов закруглений до 4,5 мм, при обеспечении контакта по линии в окружном направлении турбины [7].

С учетом рассмотренных способов снижения общей и местной неравномерности распределения напряжений на базе традиционного трехопорного грибовидного хвостового соединения предложена усовершенствованная конструкция профиля, распределение напряжений для которой представлено на рис. 8.

В таблице представлено изменение максимальных и средних напряжений в стандартном и усовершенствованном профилях (для аналогичных сечений), что показывает преимущества последнего, в силу существенного снижения максимальных напряжений.

напряжений и повышение его несущей способности, требует специальных исследований.

Влияние радиусов закруглений угловых переходов от опорной поверхности к вертикальному участку паза хвостовика на характер распределения местных напряжений было проведено с помощью ANSYS при изменении величин радиусов  $R_{оп}$  от 1 до 3 мм. Результаты исследования показали,

При этом увеличение радиуса от 1 до 2 мм приводит к снижению местных напряжений во всех расчетных сечениях, показанных на рис. 5. При дальнейшем увеличении радиуса до 3 мм и более напряжения в сечениях III-III и IV-IV повышаются. Средние напряжения при увеличении радиуса

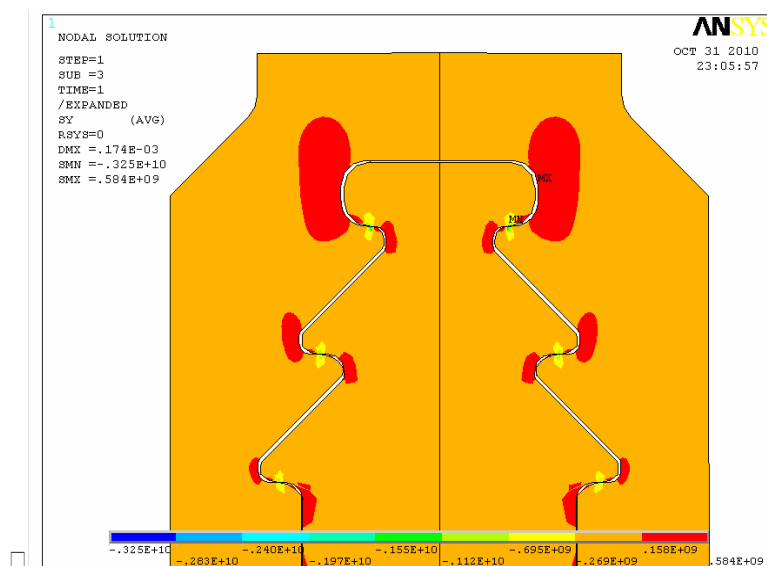


Рис. 7. НДС усовершенствованного профиля

Таблица

Сравнение напряжений в стандартном и усовершенствованном профиле

Пазы хвостовика	Расчетные сечения	Стандартный профиль		Усовершенствованный профиль	
		Максимальные напряжения, МПа	Средние напряжения, МПа	Максимальные напряжения, МПа	Средние напряжения, МПа
Верхний	I-I	393	120	236	95
	II-II	748		327	125
	III-III	667		569	125
	IV-IV	576		460	100
Средний	I-I	263	120	249	100
	II-II	534		526	120
	III-III	432		429	120
	IV-IV	289		254	100
Нижний	I-I	210	120	174	90
	II-II	446		395	130
	III-III	304		288	120
	IV-IV	211		189	100

Анализ неравномерности распределения местных напряжений проведен с использованием эффективных коэффициентов концентрации напряжений, рассчитанных по формуле Нейбера, которая учитывает влияние различных факторов на НДС конструкции

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}}$$

где  $A = 0,092$  мм – постоянная материала по Нейберу;  $K_t$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $R$  – радиус закругления у основания выреза;  $\omega$  – входящий угол выреза в виде  $V$ -образного паза, выражающийся в радианах (рис. 7).

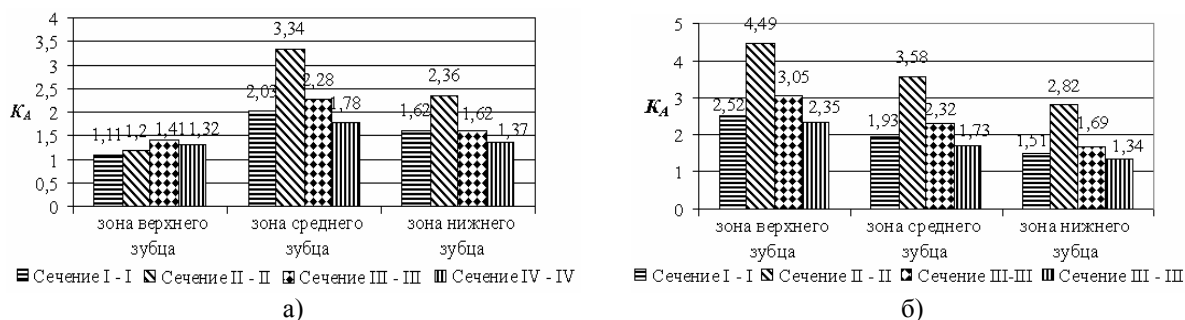


Рис. 8. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для усовершенствованного (а) и традиционного (б) хвостовиков

Как видно из графиков (рис. 8), в усовершенствованном профиле заметно снижена концентрация напряжений в зоне верхнего зубца. Для среднего и нижнего зубцов напряжения изменяются более слабо. Уровень напряжений смятия в усовершенствованном профиле обеспечивает гарантированный контакт зубцов хвостового соединения за счет деформаций опорных поверхностей.

Таким образом, в данной работе предложены меры по повышению надежности и долговечности работы хвостовых соединений за счет снижения неравномерности общего и местного НДС во взаимосвязи с характером контактных напряжений путем совершенствования геометрии профиля. Предлагаемые конструкционные решения могут быть использованы и для других типов хвостовиков.

**Список литературы:** 1. РД 24. 260.09-87 Методические указания. Выбор конструкции и размеров хвостовых соединений лопаток паровых и газовых турбин и осевых компрессоров при проектировании. – Введ. 28.12.1987. – Л.: НПО ЦКТИ, 1987. – 40 с. 2. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач. – Киев: Наукова думка, 1989. – 230 с. 3. Мустафин Ч.Г. К расчету елочных хвостовых соединений рабочих лопаток турбин // Вестник машиностроения. – 1962. – № 7. – С. 13-17. 4. Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. – М.: Машиностроение, 1968. – 371 с. 5. Пат. 47583 Украина, МПК F01D 5/28. Багатоопорне хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни з гарантованим контактом по всіх опорах / Є.В. Левченко, В.П. Сухінін, Т.Н. Фурсова. – № u200909349; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.02.2010, Бюл. № 3. 6. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 575 с. 7. Патент 52845 Україна, МПК F01D 5/28. Хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни / В.П. Сухінін, Т.Н. Фурсова, О.Ю. Бояршинов. – № u201003241; заявл. 22.03.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. №17.

© Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., 2011  
Поступила в редколлегию 11.02.11