

УДК 621.165

**А. Ю. Бояршинов**

Институт проблем машиностроения им. А. Н Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, e-mail: shuben@kharkov.ua)

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ И ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЕЛОЧНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЛИННЫХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН**

*Представлены результаты исследований напряженно-деформированного состояния елочных хвостовых соединений. Установлено влияние геометрии элементов соединения, включая прикорневую зону, на величину коэффициентов концентрации напряжений.*

*Наведено результати досліджень напружено-деформованого стану ялинкових хвостових з'єднань. Встановлено вплив геометрії елементів з'єднання, включно з прикорневою зоною, на величину коефіцієнтів концентрації напружень.*

**Ключевые слова:** лопатка последней ступени турбины, напряженно-деформированное состояние, хвостовое соединение елочного типа, коэффициент концентрации напряжений

### **Введение**

Исследованию напряженно-деформированного состояния (НДС) хвостового соединения елочного типа посвящено достаточно большое количество работ. В то же время остаются недостаточно изученными вопросы неравномерности распределения напряжений в зоне сопряжения активной части лопатки и хвостовика, геометрические параметры которых существенно отличаются как по форме, так и по размеру сопрягаемых элементов.

### **Постановка задачи исследования**

При выборе основных геометрических параметров хвостового соединения необходимо учитывать особенности воздействия силовых факторов, вызывающих неравномерность распределения общих и местных напряжений. В первую очередь это связано с распределением нагрузок по зубцам, которое характеризуется неравномерностью даже при полном контакте на всех опорах соединения. На снижение этой неравномерности в некоторой степени влияет угол раскрытия боковых образующих хвостовика. Последний, однако, может изменяться в довольно узких пределах, поскольку определяется значениями корневого диаметра лопаток и их числа. Как уже упоминалось выше, снижение неравномерности распределений усилий достигается и отсутствием зазоров на опорных поверхностях зубцов. Значительное влияние на надежность конструкции оказывает при этом выбор формы зубцов и конструкции зон сопряжения элементов собственно хвостового соединения и сопряжения активной части лопатки с хвостовиком.

В отдельных работах рассматривались некоторые упомянутые выше особенности конструкции хвостовых соединений елочного типа с точки зрения их влияния на характер НДС. Следует особо выделить работы А. С. Лейкина [1–4], в которых приведены результаты исследований елочных хвостовых соединений применительно к условиям их работы в газовых турбинах при высоких рабочих температурах. Некоторые общие условия, вытекающие из этих исследований, были использованы при конструировании длинных лопаток паровых турбин, однако следует считать, что ряд специфических задач, связанных с конструкциями существенно более крупных объемов, используемых в паротурбостроении, получили отражение в ограниченном числе работ [5–7].

### Выбор основных размеров хвостового соединения

При построении профиля елочного хвостового соединения исходят из известного количества лопаток и их шага по корневому диаметру. Длина хвостовика в осевом направлении определяется шириной корневого сечения лопатки. Целесообразно выполнять хвостовик при этом на 10–20% больше ширины корневого сечения лопатки. Чем дальше отнесены торцы хвостовика от профиля лопатки, тем меньше сказывается на них неравномерность передачи силовых линий от профильной части.

Угол раскрытия  $\varphi_{\text{л}}$  (рис. 1) елочного хвостовика обычно выбирается в пределах 25–40°. Исследования показывают, что изменение угла  $\varphi_{\text{л}}$  в этих пределах не сказывается значительно на распределении усилий по зубцам и напряжений в хвостовом соединении [4].

Основные размеры элементов хвостового соединения определяются следующими соотношениями (рис. 1):

$$a = \frac{1}{3} t_0, \quad H_{\text{хв}} = \frac{a}{\operatorname{tg} \frac{\varphi_{\text{л}}}{2}} = \frac{t_0}{3 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi_{\text{л}}}{2}}, \quad h = 0,5 \cdot H_{\text{хв}}.$$

Ширину зубца подбирают из условия допустимых напряжений смятия, обычно этому условию удовлетворяет величина  $\delta = S/3$ .

Многоопорное хвостовое соединение елочного типа работает в условиях сложнапряженного состояния, которое характеризуется общей и местной неравномерностями распределения напряжений. Общая неравномерность напряженного состояния зависит от распределения нагрузки по зубцам, определяемой конфигурацией элементов соединения, характером их силового взаимодействия и свойствами материалов при рабочей температуре. Последнее не относится к конструкциям, работающим при умеренных температурах, которые не приводят к заметной разнице коэффициентов линейного расширения материалов хвостовика и диска, а также их ползучести.

Местная неравномерность распределения напряжений численно выражается суммарным коэффициентом неравномерности, в котором учитывается не только теоретический коэффициент концентрации, но и концентрация нагрузки.

### Особенности НДС хвостового соединения

Влияние конструктивных параметров на НДС хвостового соединения рассмотрим на примере реальной конструкции лопатки последней ступени турбин 300 и 500 МВт ОАО «Турбоатом». Конструкция хвостового соединения этой лопатки разработана в соответствии с некоторыми рассмотренными выше рекомендациями. Профиль поперечного сечения хвостовика в основном соответствует изложенным выше рекомендациям, но угол клина  $\varphi_{\text{л}}$  в связи со стесненностью корневого шага выбран несколько меньше нижнего рекомендованного значения и составляет 18°, [8] что исключает, хотя и незначительное, положительное влияние увеличения угла клина на напряженное состояние хвостовика. Поскольку плоскость опорной поверхности зубца выполняют по нормали к боковой образующей (исходя из соображений технологии и сборки), то с вертикальной осью она составляет в этом случае угол  $\alpha$ , равный половине угла клина хвостовика  $\alpha = \varphi_{\text{л}}/2$  (рис. 2). Это обстоятельство приводит к некоторому росту силы  $N$ , изгибающей зубец хвостовика (согласно схеме действия клина, который образуют опорные поверхности пары зубцов по обе стороны хвостовика).

Рост этой силы в пределах изменения конструктивно допустимых углов  $\alpha$ , приводящий к росту изгибающего момента, дает значительно меньшее воз-

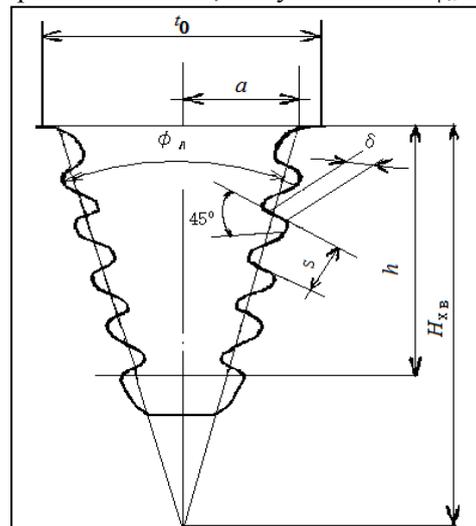
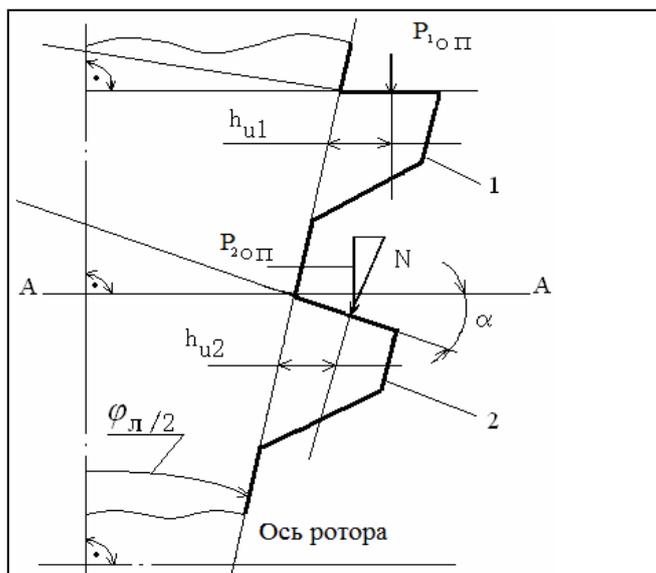


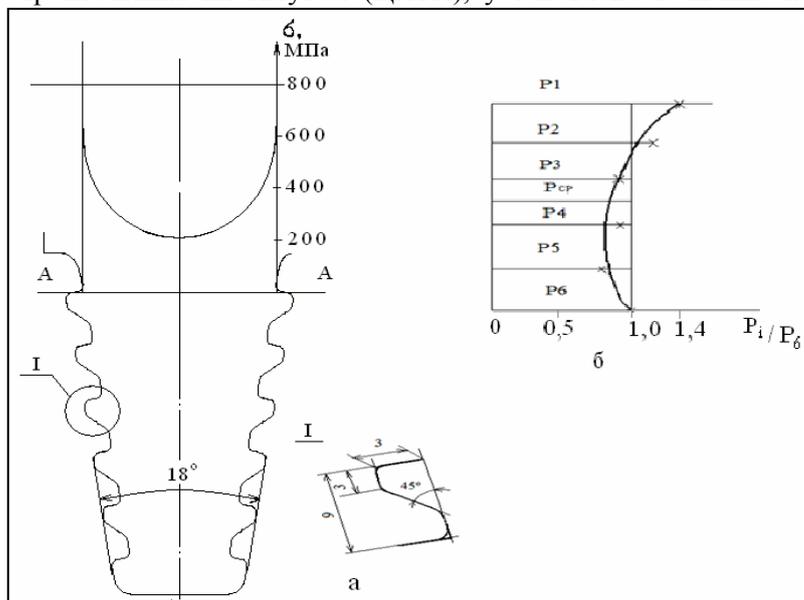
Рис. 1. Профиль елочного хвостовика



**Рис. 2. Схема силового нагружения хвостовика:**  
 1) – зубец с опорной поверхностью по нормали к оси хвостовика; 2) – зубец со скосом опорной поверхности

практика эксплуатации показывает, что разрушения обычно начинаются на тех участках поверхности первых впадин, где концентрация напряжений от изгиба зубцов реактивными усилиями и растяжения (изгиба) стержня хвостовика наиболее неблагоприятно сочетаются с общей неравномерностью распределения напряжений по сечению первой впадины, вызванной сопряжением профильной части лопатки с хвостовиком.

Профиль рассматриваемого хвостовика (включенный в отраслевой стандарт) был подвергнут экспериментальному исследованию методом фотоупругости. В результате исследования, проведенного ОАО «Турбоатом» совместно с Центральным котло- и турбиностроительным институтом (ЦКТИ), установлена величина коэффициента концентрации



**Рис. 3. Результаты экспериментального исследования**  
 елочного хвостового соединения:  
 а) – распределение напряжений в сечении по первым впадинам;  
 б) – распределение нагрузки по зубцам;  
 \*) – экспериментальные точки

растание напряжений изгиба в основании зубца, чем их снижение из-за уменьшения плеча изгиба от силы  $N$  ( $h_{u2} < h_{u1}$ ), рис. 2.

При выполнении опорной поверхности зубца по нормали к боковой образующей хвостовика по существу имеет место ее скос относительно горизонтали  $a-b$ . В условиях ограничений по увеличению угла раскрытия эффект снижения напряжений в основании зубца может быть получен за счет увеличения угла  $\alpha$  – скоса опорной поверхности, что позволяет снизить коэффициент концентрации в основании пары зубцов, а следовательно, снизить неравномерность распределения напряжений по сечению первой впадины. Это имеет важное значение с точки зрения надежности конструкции, поскольку

в основании первой пары зубцов и распределение реактивных нагрузок. Как показали испытания, наибольшая компонента напряжений возникает в сечении  $a-a$  (рис. 3) [9].

Неравномерность нагрузки по опорным поверхностям, полученная в эксперименте (экспериментальные точки на рис. 3) объясняется, с одной стороны, закономерностью, обусловленной особенностями конструкции, с другой — имевшимися неточностями изготовления модели. Последнее обусловило отклонения шагов по зубцам от расчетных значений и наличие зазоров на отдельных парах зубцов,

что привело к перегрузке одних и недогрузке других пар зубцов.

В связи с этим большое значение, с точки зрения снижения неравномерности распределения напряжений в хвостовом соединении, имеет форма опорной поверхности зубцов, способствующая уменьшению возможных зазоров по отдельным опорам. Некоторые результаты решения этой задачи, относящейся к вопросам контактных напряжений, представлены в [10, 11].

Теоретический коэффициент концентрации напряжений достигает наибольшей величины в сечении по первым впадинам (сеч. а-а) и составляет  $\approx 2,65$ . Как видно из графика, распределение нагрузки по зубцам неравномерное. Коэффициенты распределения нагрузки составляют соответственно для верхней и нижней пары зубцов  $\xi_1 = 1,4$ ,  $\zeta_6 = 1$ .

Максимальные напряжения в этом сечении  $\sigma_{\max} = 795$  МПа. Напряжения, достигающие наибольшего значения на поверхности впадины по первым зубцам, резко падают во внутренних слоях и на глубине около 1 мм снижаются до уровня менее предела текучести материала (680 МПа).

Установление истинной картины концентрации напряжений является довольно сложной проблемой. Подавляющая часть информации, приведенной в литературе, относится к плоским или осесимметричным задачам стандартных геометрических форм.

Приведенные выше данные о концентрации напряжений получены на основе решения двухмерных задач с учетом влияния сложных геометрических форм.

Представляет интерес сопоставление величин теоретических коэффициентов концентрации, полученных различными способами для рассматриваемых конструкций елочных хвостовых соединений.

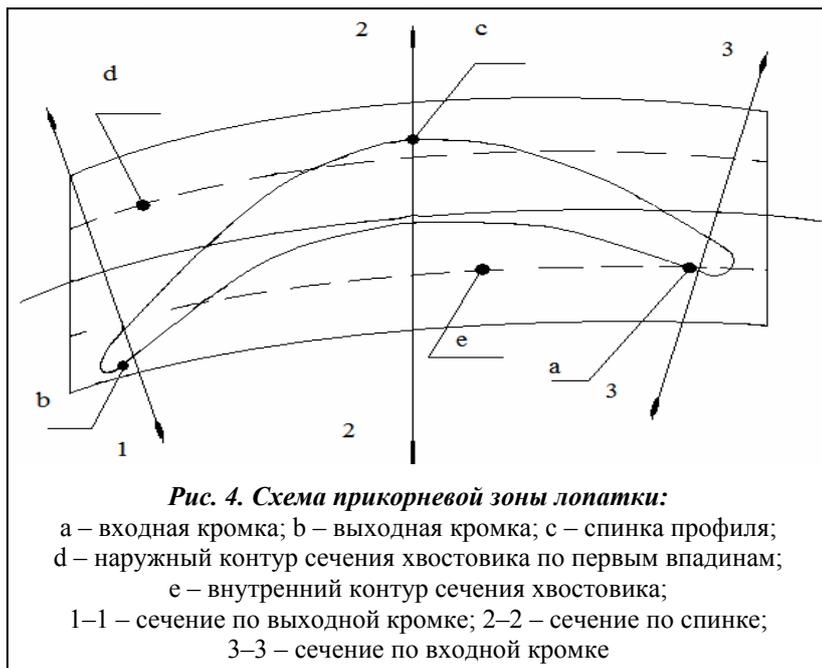
А. С. Лейкиным на основе проведенных исследований елочных хвостовых соединений [4] предложена формула для определения коэффициента концентрации при растяжении хвостовика

$$Ka = 1 + \frac{1,7\left(\frac{r}{d\gamma_0} - \frac{r}{a}\right)}{\frac{r}{d\gamma_0} + 2,4\frac{r}{a}} = 1 + \frac{1,7(0,778 - 0,067)}{0,606 + 0,16} = 2,58,$$

где  $r = 1,0$  мм – радиус закругления у зубца;  $d = 3,0$  мм – шаг по зубцам;  $\gamma_0 = 0,55$  – коэффициент разгрузки, учитывающий многорядность концентраторов.

С развитием численных методов расчета, в частности метода конечных элементов, появились новые возможности анализа НДС сложных геометрических объектов и учета неравномерности распределения общих и местных напряжений, связанных не только с влиянием чисто геометрических факторов в двухмерной постановке, но и учетом объемного напряженного состояния, а также неравномерности распределения внешней нагрузки.

Конструкция реаль-



ной лопатки последней ступени турбины 300 МВт ОАО «Турбоатом» иллюстрирует эффективность использования некоторых рекомендаций по выбору конструктивных решений. В частности, для снижения неравномерности передачи силовых линий от активной части лопатки к хвостовику его тело выполнено по дугам окружностей, что позволяет приблизить кривизну хвостовика к кривизне скелетной линии корневого сечения лопатки. При этом уменьшаются вылеты входной и выходной кромок точки а и b, а также спинки корневого профиля (точка с), показанные на рис. 4, относительно сечения хвостовика по первым впадинам.

Имевшие место в эксплуатации разрушения лопаток последней ступени турбин 300 МВт ОАО «Турбоатом», в зоне свисания выходной кромки профильной части лопатки за пределы переходной полки послужили основанием для проведения усталостных испытаний натуральных моделей при асимметричном цикле нагружения. Устранение вылета выходной кромки корневого сечения обеспечило существенное повышение усталостной прочности прикорневой зоны (в частности, сечения по первым впадинам хвостовика) и безаварийную работу лопаток в дальнейшем. В данной работе проведен анализ распределения напряжений в рассматриваемой зоне, дополняющий картину качественного улучшения и позволяющий повысить надежность конструкции.

Резкое изменение форм сечений в зоне перехода от профильной части к хвостовой создает явно выраженный характер влияния профиля лопатки в сечении хвостовика по первым впадинам вблизи торцов с внутренней стороны профиля и в средней зоне с наружной стороны профиля, т.е. в местах, где элементы корневого сечения имеют максимальные вылеты относительно обводов сечения хвостовика по первым впадинам.

Для исследования с применением программного комплекса ANSYS были выбраны три сечения, показанные на рис. 4 (сеч. 1; 2; 3). Картина распределения напряжений в срезах, проходящих через указанные сечения, позволила оценить уровни неравномерности распределения напряжений, выраженные через коэффициенты неравномерности  $K_{\sigma}$  (таблица).

*Значения коэффициентов неравномерности в различных сечениях*

Коэффициенты неравномерности	Сечение		
	I – I	II – II	III – III
$K_t$	←	2,65	→
$K_a$	←	1,77	→
$K_{\sigma}$	2,57	3,97	1,48

Поскольку величины теоретических коэффициентов концентрации  $K_t$  определяются только теоретическими факторами, величины полученных коэффициентов неравномерности распределения напряжений оказываются выше теоретических коэффициентов концентрации из-за неравномерности распределения внешней нагрузки.

Итоговая оценка влияния различных факторов может быть выполнена с помощью эффективных коэффициентов концентрации, учитывающих более полно особенности геометрических факторов, а также влияние свойств материала.

Для определения величины эффективного коэффициента концентрации  $K_a$  воспользуемся формулой, предложенной Нейбером

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

где  $K_a$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $K_t$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $\omega$  – входящий угол между пересекающимися плоскостями в рад;  $A = 0,092$  – постоянная материала по Нейберу;  $R$  – радиус закругления у выреза.

На рис. 5 представлены графики изменения теоретических  $K_t$  и эффективных  $K_a$  коэффициентов концентрации напряжений в зависимости от угла скоса опорной поверхности зубцов. Следует также, что для рассматриваемого хвостовика с углом скоса  $9^\circ$  эффективный

коэффициент концентрации значительно ниже (в 2,2 раза) его максимального значения коэффициента.

### Выводы

Использование в практике проектирования полученных результатов исследований позволит повысить надежность елочных хвостовых соединений.

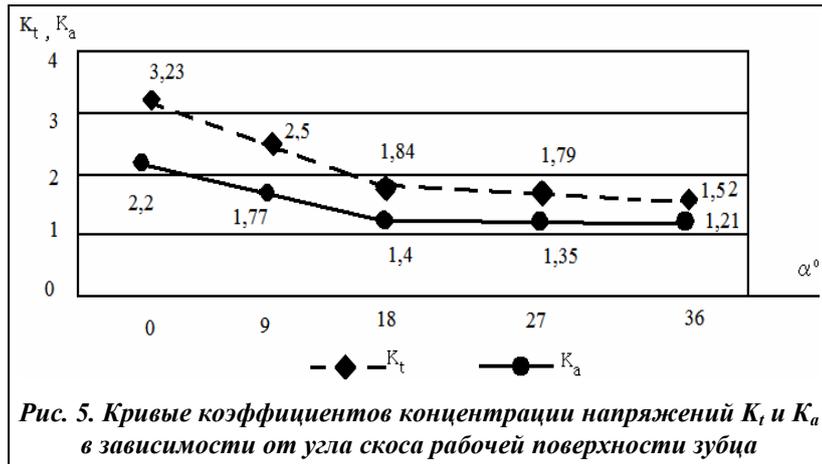


Рис. 5. Кривые коэффициентов концентрации напряжений  $K_t$  и  $K_a$  в зависимости от угла скоса рабочей поверхности зубца

### Литература

1. Лейкин, А. С. Об общей неравномерности распределения напряжений в замках лопаток турбомашин в связи с влиянием профиля лопатки / А. С. Лейкин. – Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1960. – № 4. – С. 149–153.
2. Лейкин, А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации / А. С. Лейкин. – М: Машиностроение, 1968. – 372 с.
3. Лейкин, А. С. Конструктивные методы повышения прочности елочных замков турбомашин при переменных нагрузках / А. С. Лейкин // Вестн. машиностроения. – 1964. – № 3. – С. 15–18.
4. Лейкин, А. С. Исследование распределения напряжений в елочных замках лопаток турбин при растяжении и изгибе. Вопросы прочности материалов и конструкций / А. С. Лейкин. – М.: АН СССР, 1950. – С. 334–360.
5. Подгорный, А. Н. Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / А. Н. Подгорный, В. П. Сухинин. – К.: Наук. думка, 1978. – 276 с.
6. Сухинин, В. П. Экспериментальное исследование объемного напряженного состояния элементов лопаток / В. П. Сухинин, И. Б. Волькович. – Динамика и прочность машин. – 1977. – Вып. 25. – С. 81–86.
7. Сухинин, В. П. Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова // Пробл. машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 4. – С. 19–25.
8. Прочность элементов паровых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Д. М. Гернер, В. П. Сухинин и др. – М. Машгиз, 1962. – 568 с.
9. Прочность паровых турбин / Под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
10. Сухинин, В. П. Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова // Пробл. машиностроения, 2008. – Т. 11, № 4. – С. 19–25.
11. Пат. 54905 Украина, МПК F01D 5/28. Контактный узел ялинкового хвостового з'єднання робочої лопатки з диском ротора / О. Л. Шубенко, В. П. Сухинин, Т. М. Фурсова, О. Ю. Бояршинов. – № u201007002; заявл. 07/06/2010; опубл. 25.11.2010, бюл. №22.

Поступила в редакцию  
21.12.13