

DOI 10.32820/2079-1747-2019-23-88-93

УДК 621.165

**К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ  
НАДЕЖНОСТИ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН АЭС**

©Фурсова Т. Н.

*Украинская инженерно-педагогическая академия***Информация об авторе:**

**Фурсова Татьяна Николаевна:** ORCID 0000-0003-1900-7432; [tatiana2507@ukr.net](mailto:tatiana2507@ukr.net); кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и энергосбережения; Украинская инженерно-педагогическая академия; ул. Университетская 16, г. Харьков, 61003, Украина.

В данной статье обсуждается возможность повышения эксплуатационной надежности одних из наиболее ответственных и напряженных деталей паровых турбин АЭС – хвостовых соединений рабочих лопаток цилиндра низкого давления - и приводятся некоторые из результатов исследований в этой области. Появление повреждений в рабочих лопатках, работающих в зоне фазового перехода, обусловлено коррозионным растрескиванием под напряжением в местах их концентрации, а также коррозионной усталостью и усталостью. Целью представленной статьи является анализ условий работы хвостовых соединений рабочих лопаток, работающих в зоне фазового перехода, а также возможностей повышения их эксплуатационной надежности и ресурса путем замены материала лопаток. Проведено исследование напряженно – деформированного состояния двухопорного хвостового соединения грибовидного типа 4 ступени цилиндра низкого давления турбины К-1000-60/1500 в пределах упругих деформаций в двумерной постановке задачи с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов и сравнение с известными экспериментальными данными. Определены зоны конструкции, которые представляют наибольшую опасность вследствие силовой и геометрической концентрации напряжений. Рассмотрена возможность замены материала рабочей лопатки из стали 12Х13Ш КП 45, используемой в настоящее время на более прочную сталь 15Х11МФШ КП 60. Проанализированы конструктивные решения, применяемые заводом - изготовителем для повышения конструкционной прочности и долговечности рассматриваемых рабочих лопаток. Результаты данной работы могут быть использованы в области энергомашиностроения, при проектировании и эксплуатации паровых турбин. Предлагается применять полученные результаты для предотвращения возможных повреждений в зонах концентрации напряжений хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин.

**Ключевые слова:** эксплуатационная надежность, паровая турбина, напряженно – деформированное состояние, хвостовое соединение, сталь.

**Фурсова Т.Н.** «До питання про підвищення експлуатаційної надійності відповідальних деталей турбін АЕС»

У даній статті обговорюється можливість підвищення експлуатаційної надійності одних з найбільш відповідальних і напружених деталей парових турбін АЕС - хвостових з'єднань робочих лопаток циліндру низького тиску - і приводяться деякі з результатів дослід-

дження. Поява пошкоджень у робочих лопатках, які працюють у зоні фазового переходу, обумовлена корозійним розтріскуванням під напругою в місцях їх концентрації, а також корозійною втомою і втомою. Метою представленої статті є аналіз умов робіт хвостових з'єднань робочих лопаток, які працюють у зоні фазового переходу, а також можливостей підвищення їх експлуатаційної надійності та ресурсу шляхом заміни матеріалу лопаток. Проведене дослідження напружено - деформованого стану двохопороного грибовидного хвостового з'єднання 4-го ступеня циліндру низького тиску турбін К-1000-60 / 1500 у межах пружних деформацій в двомірній постановці задачі із застосуванням програмного комплексу на базі методу кінцевих елементів та порівняння з відомими експериментальними даними. Визначені зони конструкції, які представляють найбільшу небезпеку внаслідок силової та геометричної концентрації напруг. Розглянуто можливість заміни матеріалу робочих лопаток зі сталі 12Х13Ш КП 45, що використовується у даний час на більш міцну сталь 15Х11МФШ КП 60. Проаналізовані конструктивні рішення, що використовуються заводом – виготовником для підвищення конструктивної міцності і довговічності розглядаємих робочих лопаток. Результати цієї роботи можуть бути використані в області енергомашинобудування, при проектуванні й експлуатації парових турбін. Пропонується застосовувати отримані результати для запобігання можливим пошкодженням у зонах концентрації напруг хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін.

**Ключові слова:** експлуатаційна надійність, парова турбіна, напружено - деформований стан, хвостове з'єднання, сталь.

**Fursova T.** «To the issue of improving the operational reliability of the responsible parts of the NPP turbines»

This article deals with the possibility of increasing the operational reliability of some of the most responsible and stressed parts of the steam turbines at nuclear power plants - the rotor blades roots of the low pressure cylinder - and some of the results of research in this area are given. The appearance of damage in the rotor blades operating in the phase transition zone is due to corrosion cracking under stress in places of their concentration as well as corrosion fatigue and fatigue. The purpose of the presented article is to analyze the working conditions of blades roots working in the phase transition zone as well as the possibilities to increase their operational reliability and resource by replacing the material of the blades. The examination of the stressed - deformed state of the two - supports root of the mushroom type for 4 stage of the low pressure cylinder of the K-1000-60/1500 turbine is carried out within the limits of elastic deformations in the two-dimensional formulation of the problem using a software complex based on the finite element method and a comparison with the known experimental information. The construction zones that represent the greatest danger due to the load and geometric concentration of stresses are determined. The possibility of replacing the material of the rotor blades from the steel 12X13Ш КП 45 which is currently used for the stronger steel 15X11МФШ КП 60, is considered. The constructive decisions used by the manufacturer to increase the structural strength and durability of the considered rotor blades are analyzed. The results of this work can be used in the industry of power engineering, in

the design and operation of steam turbines. It is proposed to use the obtained results to prevent possible damage in the concentration stress zones of the rotor blades roots of steam turbines.

**Key words:** operational reliability, steam turbine, stressed - deformed state, blade root, steel.

### **Введение**

К одним из наиболее ответственным и напряженным деталям паровых турбин относятся хвостовые соединения для крепления рабочих лопаток на роторе.

Хвостовое соединение представляет собой конструкцию, работающую в условиях сложнапряженного состояния, определяемого неравномерностью распределения силовых линий в объеме конструкции при наличии концентраторов напряжений в зонах угловых переходов. Основными нагрузками, действующими на хвостовые соединения и влияющими на их прочность, являются статическое растяжение от центробежных сил и знакопеременный изгиб, возникающий при колебаниях лопаток. [1].

Особенно тяжелые условия характерны для рабочих лопаток цилиндров низкого давления (ЦНД) паровых турбин АЭС, работающих в зоне фазового перехода, определяемой осаждением коррозионно-активных веществ на омываемых паром поверхностях, что, в свою очередь, способствует активизации процессов коррозионной усталости.

Данные о повреждениях рабочих лопаток и хвостовых соединений паровых турбин приводятся в [2]. Для двухопорных грибовидных хвостовых соединений, используемых в турбинах К-1000-60/1500, трещины возникают в местах концентрации напряжений в закруглениях опорных поверхностей, а также в углах буртиков, препятствующих деформации хвостовиков под действием центробежных сил (рис. 1).

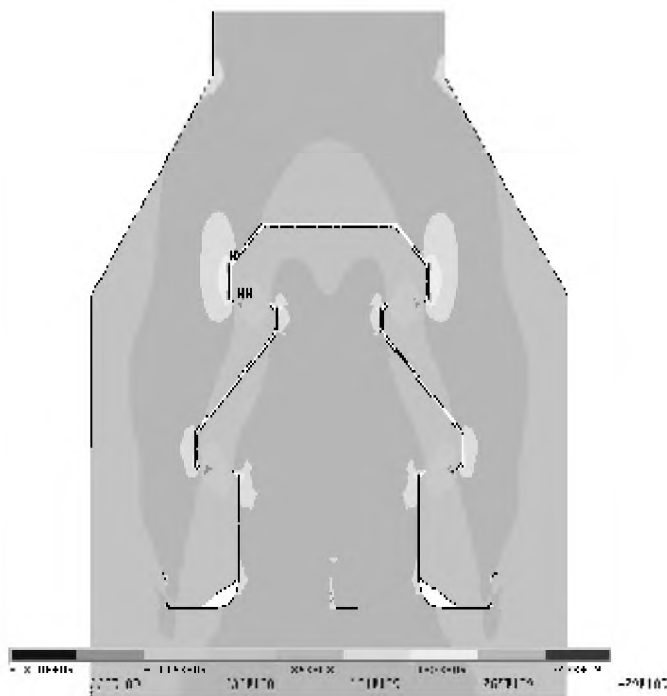
Появление повреждений в лопатках, работающих в зоне фазового перехода, обусловлено коррозионным растрескиванием под напряжением в местах их концентрации, а также коррозионной усталостью, вызываемой высоким значением местных напряжений и пониженного значения предела выносливости (усталости).

Целью работы является анализ условий работы хвостовых соединений лопаток, работающих в зоне фазового перехода, а также возможностей повышения их эксплуатационной надежности и ресурса путем замены материала лопаток.

**Методология исследования.** Существует ряд причин, вызывающих повреждения в хвостовиках рабочих лопаток турбин К-1000-60/1500– усталость, коррозионная усталость, коррозионное растрескивание под напряжением. Это обусловлено как работой в зоне фазового перехода и наличием зон концентрации напряжений в конструкции, так и отклонениями от требований чертежей при изготовлении лопаток и технологическими нарушениями при облапачивании.

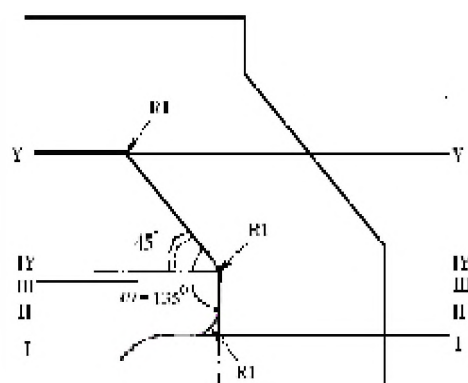
Для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) стандартной конструкции профиля двухопорного хвостового соединения и выявления его наиболее опасных зон с точки зрения возникновения повреждений проведено исследование с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов (МКЭ) в двухмерной постановке задачи. Следует отметить, что численные методы расчета на ЭВМ с помощью МКЭ позволяют проводить подробное исследование общего НДС и характера распределения местных напря-

жений в двухмерной и объемной постановке задач, заменяя дорогостоящие эксперименты [3 - 4]. Контакт задавался по всем опорным поверхностям хвостовика и грибка обода диска, включая его бурты.



**Рис. 1** – Распределение напряжений в конструкции двухопорного грибовидного хвостовика

Характер распределения напряжений в конструкции при контакте по всем опорным поверхностям представлен на рис. 1. Для анализа были выбраны сечения в зоне наиболее напряженного верхнего зубца, показанные на рис. 2.



**Рис. 2** – Расчетные сечения зубца хвостовика

Средние напряжения в сечениях I – I, II – II, III – III, IV – IV имеют одинаковый уровень, что объясняется практически одинаковой шириной этих сечений, и составляют 96 МПа (в эксперименте [1] – 90 МПа). В менее напряженном сечении V – V средние напряжения составляют 46 МПа.

В зоне нижнего зубца средние напряжения в сечениях, аналогичных I ÷ IV составляют 72 МПа. Максимум напряжений в зоне верхнего зубца имеет место в сечении II – II и составляет 429 МПа.

Распределение максимальных напряжений в сечениях хвостовика представлено на рис. 3. При анализе неравномерности распределения местных напряжений в рассматриваемых сечениях хвостовика наблюдается их различный уровень, что обусловлено как величинами теоретических коэффициентов концентрации  $K_f$  (рис. 4), так и неравномерностью распределения силовых линий в конструкции.

При работе хвостового соединения отдельные контактные поверхности и расчетные сечения могут оказаться перегруженными, поскольку упругие деформации в элементах хвостового соединения не компенсируют существующие технологические зазоры. В результате при наличии нескольких контактных поверхностей, предназначенных для восприятия соответствующей доли реактивного усилия, вызванной внешней нагрузкой, в контакте находятся не все опоры [3 - 4].

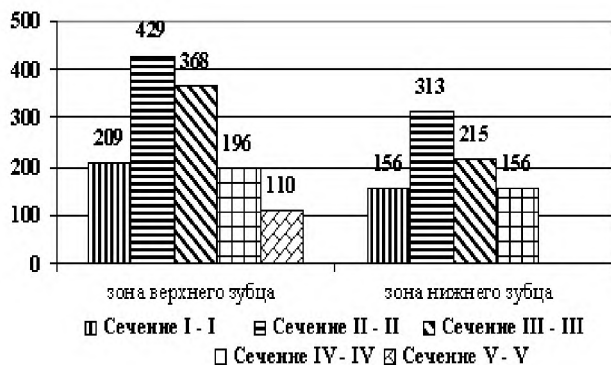


Рис. 3 – Максимальные напряжения в расчетных сечениях хвостовика

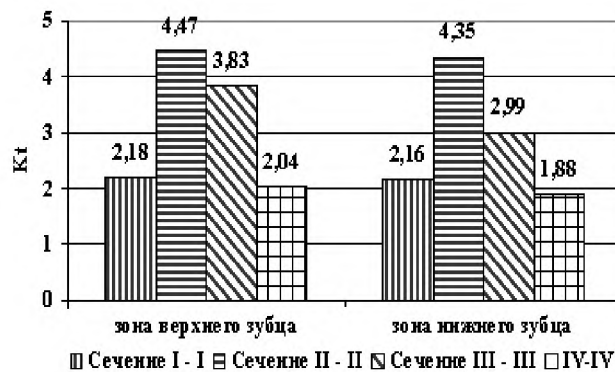


Рис. 4 – Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в расчетных сечениях хвостовика

### Предложения и рекомендации

Для изготовления рабочих лопаток, работающих при температуре пара ниже 450 °С, в том числе и для лопаток предпоследних и последних ступеней цилиндров низкого давления (ЦНД), применяется сталь 12Х13Ш КП45 [1, 5 - 6]. Высоконагруженные лопатки последних ступеней ЦНД изготавливаются из стали 15Х11МФШ КП70 из условия обеспечения необходимых запасов прочности.

Для изготовления рабочих лопаток и хвостовых соединений 4-й ступени турбин К-1000-60/1500 применяется сталь 12Х13Ш КП45. Рассмотрим замену указанной стали на сталь 15Х11МФШ КП60 (механические свойства в соответствии с ОСТ 108.020.03-82 [7]- табл. 1) в качестве материала рабочих лопаток, для исключения усталостных поломок в зонах активной части или хвостовика.

Таблица 1

Механические свойства сталей 12Х13Ш КП45 и 15Х11МФШ КП60

Марка материала	Категория прочности	Механические свойства					
		$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	КСУ, кДж·м <sup>-2</sup>	НВ
12Х13Ш	45	441,0 -637,0	$\geq 617,4$	$\geq 20$	$\geq 60$	$> 784,0$	192 - 229
15Х11МФШ	60	568,4 -755,0	$\geq 755,0$	$\geq 14$	$\geq 50$	$> 588,0$	229 - 269
15Х11МФШ	70	666,4 – 813,4	$\geq 784$	$\geq 13$	$\geq 40$	$> 393$	248 - 293

Критическая температура хрупкости стали 12Х13Ш КП45 составляет  $T_{50} \leq 0^\circ\text{C}$ , для стали 15Х1МФШ КП60  $T_{50} \leq +15^\circ\text{C}$ , для стали 15Х1МФШ КП70  $T_{50} \leq +30^\circ\text{C}$ . Значения критической температуры хрупкости этих материалов приведены в паспортах на сталь 12Х13Ш и 15Х11МФШ. По данным паспортов рассматриваемых сталей при испытаниях образцов с концентратором напряжений (круговой надрез  $r = 1$  мм) значение предела выносливости при базе испытаний  $10^7$  циклов для стали 12Х13Ш КП45 составляет 185 МПа, для стали 15Х1МФШ КП60 – 220 МПа, 15Х11МФШ КП70 - 230 МПа. Таким образом, имея больший предел выносливости по сравнению со сталью 12Х13Ш КП45 и несколько лучшие показатели пластичности, ударной вязкости, критической температуры хрупкости, чем у стали 15Х11МФШ КП70, сталь 15Х11МФШ КП60 может быть использована для изготовления лопаток 4 ступени ЦНД по технической документации завода – изготовителя. Следует отметить, что для повышения эксплуатационной надежности рабочих лопаток 4 ступени ЦНД турбин типа К-1000-

60/1500 заводом-изготовителем применяются следующие конструктивные решения, позволяющие повысить сопротивляемость усталостным разрушениям и снизить уровень переменных напряжений, действующих на профильную и хвостовую части лопаток: увеличенный радиус в угловом переходе буртика хвостовика; цельнофрезерованные бандажи с демпферными вставками типа «ласточкин хвост», с помощью которых достигается кольцевая перевязка лопаток на рабочем колесе; цилиндрические штифты, установленные по стыкам всех хвостовиков, поверх грибка диска.

### **Выводы**

В работе рассмотрены возможности повышения эксплуатационной надежности и ресурса двухпорных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин К-1000-60/1500, работающих на АЭС, с точки зрения повышения трещиностойкости в зонах концентрации напряжений на основе анализа условий их работы: проведено исследование НДС двухпорного грибовидного хвостового соединения и установлены наиболее опасные зоны с точки зрения возникновения повреждений, рассмотрена возможность замены материала рабочей лопатки из стали 12Х13Ш КП45 на более прочную сталь 15Х11МФШ КП 60, проанализированы конструктивные решения, используемые для повышения конструкционной прочности и долговечности рабочих лопаток.

### **Список использованных источников:**

1. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М. ; Киев : ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с.
2. Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин / сост. В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клышина. – М. : Изд-во ВТИ, 1993. – 132 с.
3. Улучшение равномерности распределения напряжений в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин / А. Л. Шубенко, В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова [и др.] // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2013. – № 12. – С. 120-127.
4. Failure analysis of the 350 MW steam turbine blade root / J. Kubiak, SzJ. A. Segura, G. Gonzalez [et al.] // *Engineering Failure Analysis*. – 2009. – Vol. 16, Iss. 4. – Pp. 1270-1281.
5. Трухний А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – М. : Изд-во МЭИ, 2002. – 540 с.
6. Михайлов-Михеев П. Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения / П. Б. Михайлов-Михеев. – М. ; Л. : ГНТИ машиностроит. лит - ры, 1961. – 838 с.
7. ОСТ 108.020.03-82. Заготовки лопаток турбин и компрессоров штампованные, свободнокованные и катанные из коррозионно-стойкой и жаропрочной стали. Общие технические условия. – Взамен ОСТ 24.020.30-75 ; введ. 1982–08–03. – СПб : НПО ЦКТИ, 2010. – 13 с.

### **References**

1. Shubenko-Shubin, LA (ed.) 1962, Prochnost jelementov parovyh turbin, Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatelstvo mashinostroitelnoj literatury, Moskva, Kiev.
2. Rezinskih, VF, Ginzburg, JeS & Klypina, AM (comp) 1993, Issledovanie izlomov. Metodicheskie rekomendacii i atlas povrezhdenij detalej protochnoj chasti turbin, Izdatelstvo Vserossijskogo teplotehnicheskogo instituta, Moskva.
3. Shubenko, AL, Suhinin, VP, Fursova, TN et al. 2013, 'Uluchshenie ravnomernosti raspredelenija naprjzhenij v elochnyh hvostovyh soedinenijah rabochih lopatok turbin', Vestnik Nacionalnogo tehničeskogo universiteta Harkovskij politehničeskij institut, Tematičeskij vypusk Jenergetičeskije i teplotehničeskije processy i oborudovanie, Nacionalnij tehničeskij universitet Harkovskij politehničeskij institut, Harkov, no. 12, pp. 120-127.
4. Kubiak, J, Segura, SzJA, Gonzalez, G, García, RJC, Sierra, F, Nebradt, EJ & Rodriguez, GJA 2009, 'Failure analysis of the 350 MW steam turbine blade root', *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, iss. 4, pp. 1270-1281.
5. Truhnij, AD & Lomakin, BV 2002, *Teplotfikacionnye parovye turbiny i turboustanovki*, Izdatelstvo Moskovskogo jenergetičeskogo instituta, Moskva.
6. Mihajlov-Miheev, PB 1961, *Spravochnik po metallicheskim materialam turbino- i motorostroenija*, Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatelstvo mashinostroitelnoj literatury, Moskva, Leningrad.
7. Nauchno-proizvodstvennoe obedinenie Centralnogo kotloturbinnogo instituta 2010, OST 108.020.03-82. *Zagotovki lopatok turbin i kompressorov shtampovannye, svobodnokovannye i katannye iz korrozionno-stojkoj i zharopročnoj stali. Obshhie tehničeskije uslovija*, Sankt-Peterburg.

Стаття надійшла до редакції 26 квітня 2019 р.