

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, г. Харьков
В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков
А.Ю. БОЯРШИНОВ, инженер ИПМаш НАНУ, г. Харьков

ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Розглянуті особливості конструкцій лопаток останніх ступенів парових турбін великої потужності та основні результати наукових досліджень, що дозволяють вибрати раціональні форми елементів лопаток з точки зору аеродинаміки та міцності. Зазначені основні шляхи подальшого удосконалення конструкцій.

The features of constructions of the last stage blades of steam turbines of high power and basic results of scientific researches, allowing to choose the rational forms of elements of blades from the point of view of aerodynamics and durability are considered. The basic ways of further perfection of constructions are set.

Успешное решение задач повышения эффективности энергоустановок непосредственно зависит от укрупнения единичной мощности турбоагрегата, что сопряжено с увеличением расхода пара на него. Поэтому для создания турбин повышенной мощности чрезвычайно важное значение имеет увеличение торцевой площади последней ступени, которой определяется максимально возможный пропуск пара в конденсатор. В то же время повышение единичной мощности, достигаемое простым наращиванием количества однотипных узлов (например, потоков низкого давления с выхлопами ограниченной площади), ухудшает технико-экономические показатели оборудования (удельные трудовые и материальные затраты в производстве и эксплуатации, надежность и экономичность выработки электроэнергии), в том числе эксплуатационные показатели энергоблока вследствие снижения надежности и увеличения времени простоя в плановых и аварийных ремонтах.

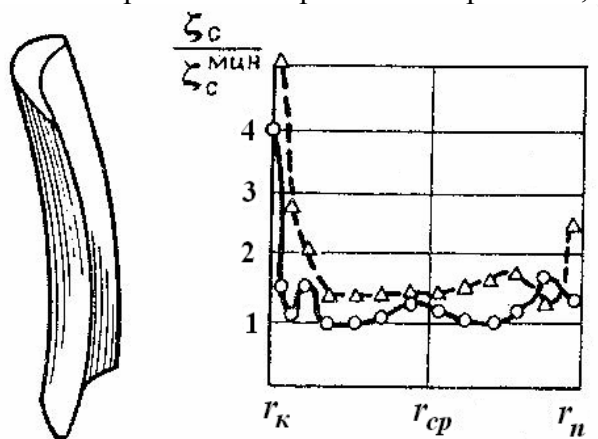
Последняя ступень является одним из наиболее сложных и ответственных элементов турбины, во многом определяющим ее надежность и экономичность, т.е. технический уровень турбоустановки. Величина площади выхлопа последней ступени непосредственно влияет на уровень выходной потери агрегата.

Роль этих факторов повышается еще и в связи с тем, что по мере развития методов расчета и проектирования, проведения исследовательских работ устойчиво реализуется концепция повышения удельных паровых нагрузок на последние ступени, обусловленная ухудшением условий по охлаждающей воде и, соответственно, повышением давления в конденсаторе. За счет этого оказалось возможным сокращение, при неизменном расходе пара в конденсатор, числа выхлопов и количества цилиндров низкого давления, но реализация такого решения приводит к противоречивому эффекту – уменьшение удельной металлоемкости обуславливает снижение экономичности турбоагрегата из-за уменьшения суммарной площади выхлопа и роста выходной потери.

Разработка последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин связана со специфическими трудностями, обусловленными большими тепловыми перепадами, трансзвуковыми скоростями течения пара и существенной его влажностью, высокими окружными скоростями рабочих лопаток при их значительных длинах и низких собственных частотах колебаний. В отличие от остальных ступеней конденсационных турбин последние ступени подвержены существенным изменениям

режима работы в условиях эксплуатации: объемный расход пара на выходе из рабочего колеса меняется в зависимости от мощности вырабатываемой турбиной и, таким образом, объемного расхода пара в конденсатор и давления в нем.

Для преодоления указанных негативных явлений в последние годы были разработаны положения, использованные при проектировании ряда последних ступеней [1–3]. В их число входят: выбор повышенной степени реактивности в корневом сечении рабочей лопатки (18–20%), исключающей появление ее отрицательных значений при уменьшении объемного расхода через ступень; расчетный перепад энтальпий принимается повышенным, допустимым по соображениям прочности при выбранных радиальных размерах ступени и умеренной реактивности в среднем сечении на уровне 50–60%, выполняется обратная закрутка сопла с уменьшением углов выхода потока от корня к периферии, что обеспечивает необходимое сочетание степеней реактивности по высоте. С целью снижения объемного расхода, определяющего появление отрывных течений в корневой зоне, в качестве расчетного принимается режим 0,7 от номинальной нагрузки.



-- радиальная лопатка; — саблевидная лопатка

Рис. 1. Саблевидная сопловая лопатка. Внешний вид и коэффициенты потерь

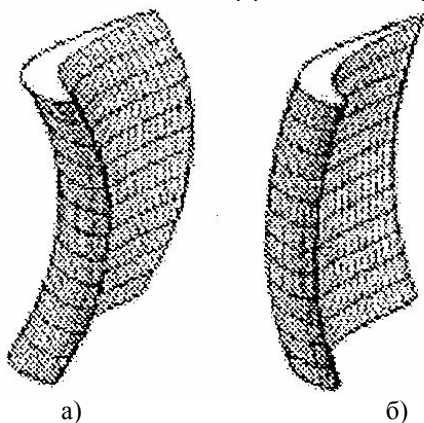


Рис. 2. Саблевидная (а) и серповидная (б) направляющие лопатки

Важным положением является снижение роста реактивности по высоте лопатки при достаточно высоком ее значении в корне. Рассмотренные выше меры позволяют обеспечить это условие, что подтверждается исследованиями, проведенными в МЭИ и ВТИ применительно к ступеням спроектированным ОАО «Турбоатом». При этом исследования варианта с «саблевидной» направляющей лопаткой, аналогично применяемой некоторыми зарубежными фирмами (в частности «Сименс»), не показали его преимущества перед ступенью ОАО «Турбоатом».

В ступенях с $D_{cp}/l > 10$ применение ступеней с саблевидными лопатками (рис. 1) считается целесообразным. Так, согласно исследованиям МЭИ [4, 5], при этом можно ожидать повышения КПД ступени на $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi} = (-3)\%$. Целесообразно применение ступеней с саблевидными лопатками также в случаях, когда существенно малы отношения высоты лопатки к хорде (l/b), т.е. оказываются значительными концевые потери [6–8].

В то же время в ряде работ показано влияние формы оси лопаток (саблевидных и серповидных), рис. 2, на уровень профильных, концевых потерь и вторичных течений, эффект от которых при переходе

от одной формы оси к другой меняет свое значение на противоположное [9, 10]. Это предопределило поиск решений по изысканию формы сложных тангенциальных навалов, обуславливающих однозначный положительный эффект [4, 9, 10].

Изложенные принципы служат основой для оптимизационных газодинамических расчетов каждой новой последней ступени. Сложность аэродинамических процессов в ступени определяется пространственным характером течения рабочего тела и переменностью режимов работы. Такие расчеты в настоящее время выполняются по методикам и программам, разработанным ИПМаш, ХПИ, МЭИ, ВТИ [4, 5, 11]. На основе полученных результатов проектируются профильные части направляющих и рабочих лопаток, обеспечивающие высокие аэродинамические характеристики ступени. В то же время необходимость увеличения площади выхлопа обуславливает интенсификацию напряженного состояния и необходимость формирования профилей поперечных сечений рабочей лопатки, обеспечивающих в ней допустимый уровень напряжений от центробежных сил и паровых усилий.

Улучшение аэродинамики профильной части в условиях недостаточно разработанных методов расчета и конструирования может приводить к необоснованному снижению запасов прочности, что представляет рискованный путь, так как приводит к снижению надежности работы ступени. Противоречия, возникающие в данном случае между требованиями аэродинамики и прочности, усугубляются некоторыми трудностями в выборе материалов, что выражается, в частности, в отсутствии марок сталей с более высокой удельной прочностью, чем у созданных более 25 лет назад и применяемых до настоящего времени.

Следует отметить опыт ЛМЗ, использовавшего для изготовления лопаток последней ступени титановый сплав с удельной прочностью примерно в 1,7 раза выше, чем у нержавеющей стали 15X11МФ, благодаря удельному весу $4,5 \cdot 10^4$ н/м³ против $7,58 \cdot 10^4$ н/м³ для указанной стали. Это позволило выполнить лопатку последней ступени с длиной активной части 1200 мм, увеличить единичную мощность турбины на 3000 об/мин до 1200 МВт и обеспечить ее сопоставимость с турбинами равной мощности на 1500 об/мин. Титановые сплавы пока не получили широкого применения в стационарном турбостроении, поскольку кроме сложностей технологического порядка и повышенной чувствительности к концентрации напряжений, существует проблема защиты входных кромок лопаток от эрозионного износа, усугубляемого значительными окружными скоростями при указанной длине лопатки (до ~700 м/с – на периферии). Поскольку до сих пор не публиковались данные о безаварийности и стойкости против эрозии таких лопаток судить о технико-экономической целесообразности такого решения пока сложно.

С учетом сказанного дальнейший анализ развития конструкций касается лопаток из традиционных нержавеющей сталей, хотя принципы и методы их проектирования в равной степени пригодны при использовании любых материалов.

Одним из самых напряженных и ответственных элементов турбомашин является рабочая лопатка последней ступени. Поломка одной или нескольких лопаток оказывает серьезное влияние на работоспособность агрегата. Таким образом, конструкционная прочность лопаточного аппарата в значительной мере определяет уровень эксплуатационной надежности турбины.

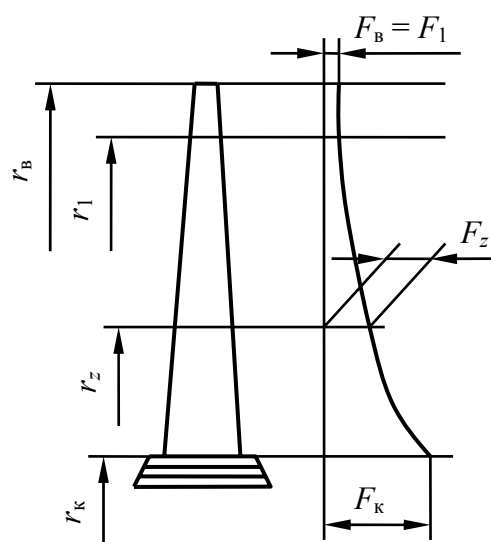
Размер площади выхлопа определяется диаметром рабочего колеса последней ступени и длиной рабочей лопатки. Отношение этих двух параметров D_{cp}/l представляет собой важную характеристику, в значительной степени определяющую конструкцию части низкого давления турбины. Следует отметить, что при одной и той

же длине лопатки меньшие значения D_{cp}/l обуславливают большую веерность и затрудняют получение удовлетворительных аэродинамических характеристик. Выбор более высоких значений этого параметра, при одной и той же длине лопатки, приводит к усложнению вопросов прочности, конструирования и выбора металла.

После получения аэродинамически совершенных профилей работа над лопаткой сводится по существу к вопросам напряженно-деформированного состояния (НДС), которые определяют ее окончательные конструктивные формы.

Для лопаток с отношением $D_{cp}/l \geq 10$ условия прочности обеспечиваются при построении профильной части в форме тела переменного сечения по высоте при достаточно простом законе изменения сечений (линейный, степенной). При минимально допустимом, с точки зрения аэродинамики, $D_{cp}/l \approx 2,5$ увеличение площади выхлопа достигается при одновременном повышении и среднего диаметра и длины лопатки. В этом случае облегчение лопатки требуется большее, чем при вышеуказанном способе образования профильной части. Наибольший эффект дает построение сечений в соответствии с формой тела равного сопротивления растяжению центробежными силами.

Поскольку напряжения на торце лопатки $\sigma(r_b) = 0$ (рис. 3), выполнение ее с постоянным уровнем напряжений по всей длине невозможно [12], поэтому верхнюю часть лопатки на определенной длине целесообразно выполнить с постоянной



площадью поперечного сечения F_b от торца до радиуса r_1 , где напряжения σ_z достигнут допустимого уровня $[\sigma]$. При выбранном верхнем сечении площадь корневого сечения

$$F_k = F_1 \exp\left(\frac{\rho\omega^2(r_1^2 - r_k^2)}{2[\sigma]}\right),$$

где \exp – основание натурального логарифма; ρ – плотность материала; r_k – радиус корневого сечения; $[\sigma]$ – допустимое напряжение.

Изменение площадей поперечных сечений в пределах от r_1 до r_k ($r_k \leq r_z \leq r_1$) происходит по закону

$$F_z = F_k \exp\left(\frac{-\rho\omega^2(r_z^2 - r_k^2)}{2[\sigma]}\right).$$

Рис. 3. Сечения лопатки равного сопротивления растяжению центробежными силами

Очевидно, что чем меньше площадь верхнего сечения, тем меньше масса лопатки, а следовательно, и нагрузка на диск. При этом уменьшение площади и, соответственно, хорды и толщины сечений периферийной части лопатки может привести к ухудшению аэродинамического качества этой зоны. Кроме того, в результате утонения тела лопатки повышаются напряжения изгиба от паровых усилий, которые в числе других факторов определяют выбор геометрических параметров сечений.

В течение длительного времени вопросы прочности длинных лопаток решались с позиций теории незакрученных стержней переменного сечения, что справедливо для

конструкций, деформации которых (в первую очередь – кручения), возникающие в процессе работы, пренебрежимо малы.

В результате ряда работ было установлено, что при определенных соотношениях геометрических параметров упругая раскрутка естественно – закрученных лопаток в поле центробежных сил достигает величин, которыми нельзя пренебречь ни в плане прочностных показателей, ни с точки зрения сохранения расчетных аэродинамических параметров.

Наиболее широкий круг вопросов, связанных с расчетами естественно закрученных лопаток, охватывает специальная теория закрученных стержней Б.Ф. Шорра [13], в работах которого рассмотрены различные аспекты использования этой теории и дано обобщение широкого круга вопросов НДС естественно закрученных стержней. Принципиальной особенностью современной теории закрученных стержней является то, что она учитывает влияние поворота наклонных волокон на изменение их длины. Появляющиеся при этом в поперечных сечениях лопатки дополнительные нормальные напряжения распределяются в соответствии с [13] по параболическому закону. Таким образом, в общем случае растяжения естественно закрученной лопатки наряду с поступательным перемещением сечения вдоль осевой линии и поворота вокруг радиуса r , учитывается еще поворот сечения относительно его главных осей инерции.

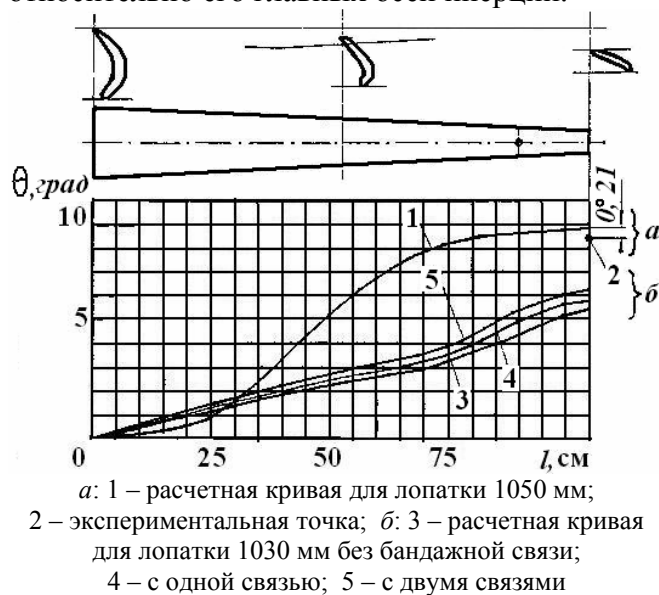


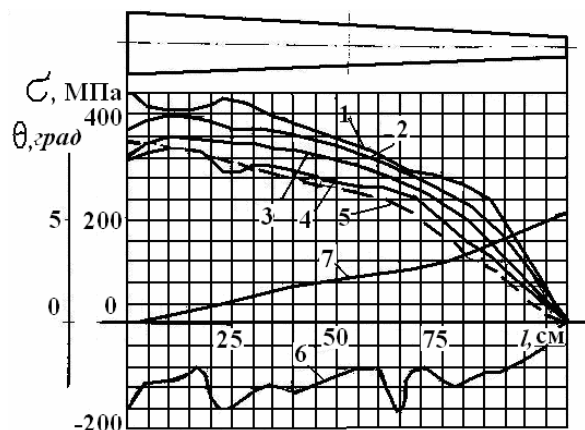
Рис. 4. Изменение угла упругой раскрутки лопатки при вращении ротора турбины с числом оборотов 3000 об/мин

Анализ характеристик лопаток, созданных до использования этих положений показывает, что, в частности, лопатка с длиной активной части 1050 мм при вращении ротора с номинальным числом оборотов (3000 об/мин) получает упругую раскрутку, достигающую на периферии $\sim 9^\circ$ (рис. 4). При этом кроме влияния на картину НДС имеет место неустранимое явление, связанное с увеличением отрицательного угла атаки, что приводит к увеличению потерь мощности из-за поворота вектора скорости пара и, еще больше, вектора капле влаги ближе к нормали относительно наружной поверхности лопатки и,

соответственно, повышению эрозионного износа. Надо отметить, что задача количественной оценки доли, которую вносит этот фактор в общую картину эрозионного износа, еще ждет своего решения.

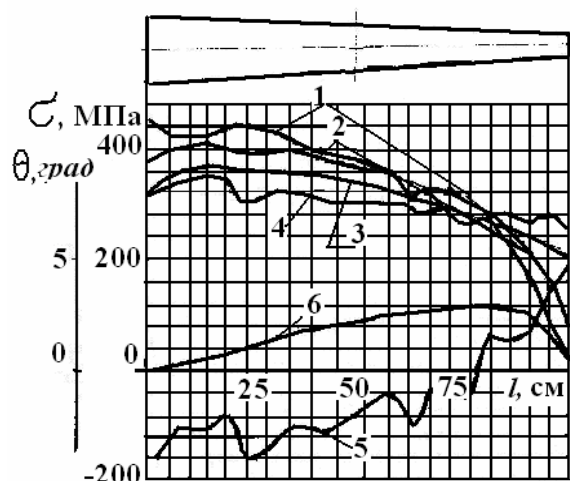
Рассмотренная схема касается поведения лопаток со свободной раскруткой без связей или при соединении лопаток демпферными связями (рис. 4, 5), проходящими через отверстия в лопатке. Эти связи, не влияя на частотные характеристики лопаток, уменьшают амплитуду их колебаний за счет сил трения в месте контакта.

При внедрении конструкций лопаток, снабженных полочными (цельнофрезерованными) бандажами картина их взаимодействия существенно



1 – внутренний контур; 2 – наружный контур;
3 – входная кромка; 4 – выходная кромка;
5 – среднее значение; 6 – угол раскрутки;
7 – касательные напряжения

Рис. 5. Результаты расчета напряжений и деформаций раскрутки лопатки без бандажных связей



1 – внутренний контур; 2 – наружный контур;
3 – входная кромка; 4 – выходная кромка;
5 – максимальные касательные напряжения;
6 – угол раскрутки

Рис. 6. Результаты расчета напряжений и деформаций раскрутки лопатки с полочной бандажной связью

меняется, поскольку эти бандажи препятствуют раскрутке в верхнем сечении за счет реактивных усилий, являющихся результатом противоположно направленных крутящих моментов. В результате устраняется раскрутка указанной выше величины в верхнем сечении (рис. 6), незначительная деформация максимальной величиной $\sim 3^\circ$ остается в промежуточных сечениях. При этом положение сечений сохраняется близким к расчетному и улучшается аэродинамика. Кроме того, в результате взаимодействия лопаток друг с другом существенно уменьшается амплитуда колебаний лопаток примерно до 10 раз по сравнению с лопатками со свободной вершиной (по результатам непосредственных замеров на натурном рабочем колесе) и в результате повышается вибрационная надежность.

Учет этих явлений для естественно-закрученных лопаток с бандажными связями и без них на основе теоретических и экспериментальных исследований и влияние их на НДС представлены в [12–14].

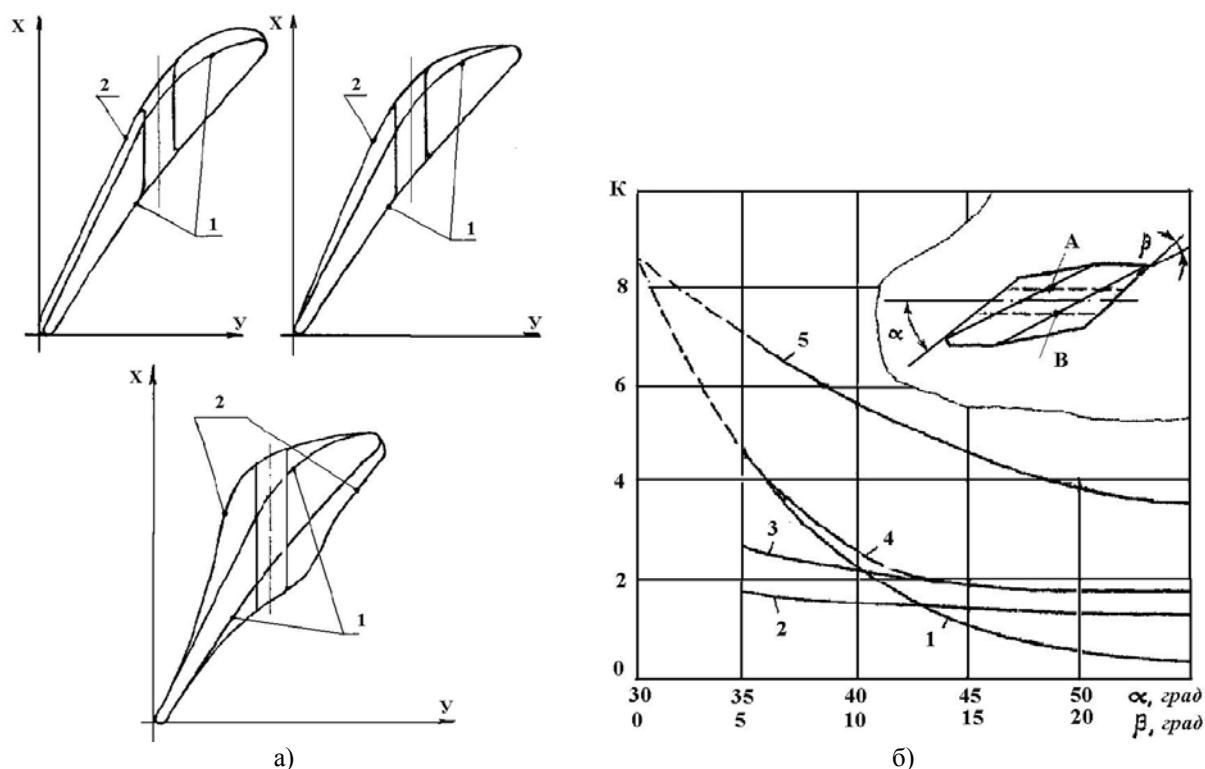
Результаты расчетов, представленные графиками на рис. 5 и 6, показывают, что напряжения и деформации для лопатки с длиной активной части 1030 мм после установки полочной бандажной связи претерпевают существенное изменение, в периферийной части, оказывая влияние не только на характер распределения общих, но и местных напряжений в зоне нерегулярной геометрии (области установки полочной и промежуточной бандажных связей).

В этом плане остаются недостаточно изученными вопросы НДС зоны установки промежуточной

бандажной связи. Геометрия усиливающего пояса компенсирующего ослабление тела лопатки отверстием должна с одной стороны обеспечить минимальный уровень концентрации напряжений, с другой – снижение аэродинамических возмущений потока пара.

Проведенные исследования [15] позволили повысить надежность конструкции этой зоны и, вместе с тем, выявили возможность ее дальнейшего газодинамического

совершенствования без снижения прочностных показателей. На рис. 7а показана эволюция изменения геометрии усиливающих поясков, на рис. 7б – влияние геометрии усиливающего пояска на величину коэффициента концентрации в различных точках объема рассматриваемой зоны. Естественно, изменение массы усиливающего пояска оказывает слабое влияние на вибрационные характеристики лопатки из-за незначительного изменения его массы по сравнению с общей массой лопатки. В отличие от плоской задачи, в данном случае речь идет об объемной концентрации напряжений, обусловленной сложно-напряженным состоянием этой зоны лопатки.



а – типы усиливающих поясков: 1 – контур основного сечения; 2 – контур утолщения;
 б – зависимость коэффициентов концентрации напряжений от угла наклона оси отверстия к торцевой плоскости утолщения α и угла наклона этой плоскости к плоскости лопатки β :
 1 – в остроугольных скосах (точки А и В); 2, 3 – в месте перехода лопатки в галтель утолщения;
 4 – максимальные значения; 5 – в остроугольных скосах пластины без утолщения

Рис. 7. Коэффициенты концентрации напряжений в зоне отверстия для бандажной связи

Еще одним элементом длинных лопаток, требующим дополнительных исследований является елочное хвостовое соединение, характеризуемое высокой несущей способностью, благодаря значительной протяженности опорных зубцов в осевом направлении, что является безусловным достоинством этих хвостовиков. В то же время значительное количество зубцов, достигающих до 5–6 пар (рис. 8), определяет недостаток, присущий всем многоопорным хвостовым соединениям. В условиях неизбежных технологических зазоров по шагам хвостового соединения во всех, почти без исключения, случаях имеет место контакт отдельных опор и их нагружение повышенными реактивными усилиями.

Следует отметить, что даже в идеальном случае контакта по всем опорам нагрузка в хвостовом соединении распределяется неравномерно (рис. 9) и первая пара

зубцов, ближайшая к профильной части лопатки, оказывается перегруженной на 40 %. Вопросы рациональной геометрии первой впадины требуют принятия специальных мер по снижению уровня концентрации напряжений. Кроме того, существенное влияние на напряженное состояние этой зоны оказывает переходная зона (промежуточная полка) между активной частью лопатки и хвостовиком, которая предназначена для снижения неравномерности передачи силовых линий от профильной части к хвостовой.

Предельно малые значения зазоров по опорным поверхностям, обусловленные технологией изготовления, составляют 0,03 мм. При этом неравномерность распределения усилий достигает еще большего уровня. Расчетный анализ [16], проведенный с использованием численно-аналитического метода потенциала, позволяет установить картину дифференцированных зазоров по опорам хвостовика, приведенных в таблице, что обеспечивает равномерное распределение усилий по зубцам.

Таблица

Величины зазоров по опорным поверхностям зубцов, обуславливающие равномерное распределение нагрузки

№ опорной поверхности	1	2	3	4	5	6
Зазор, мм	0,0102	0,0058	0,0018	0	0,0002	0,0017

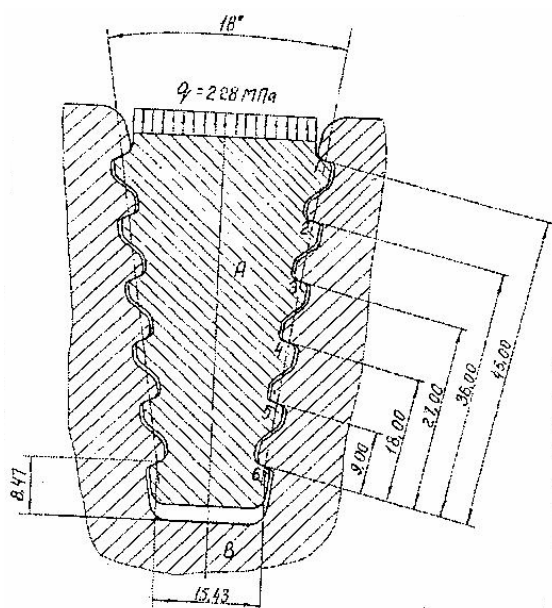
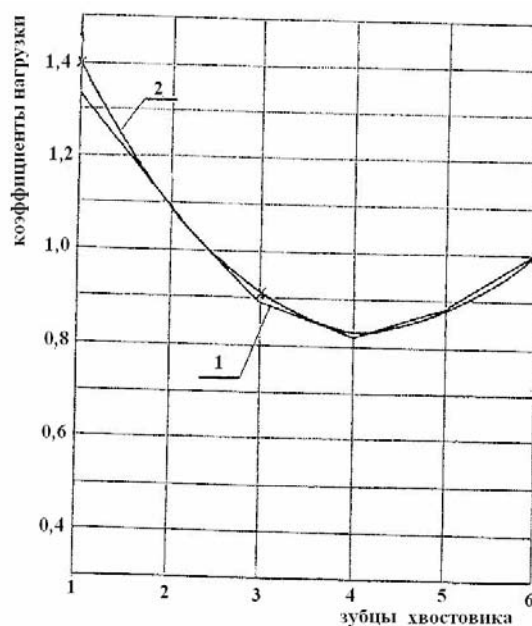


Рис. 8. Елочное хвостовое соединение



1 – расчет; 2 – эксперимент

Рис. 9. Кривая распределения нагрузки по зубцам хвостовика при контакте всех опор

При существующих методах обработки и контроля такая точность недостижима. Поэтому остается актуальным решение задачи обеспечения контакта по всем опорам за счет конструкционных мер.

Общая архитектура рабочей лопатки последней ступени охватывает ряд сложных задач из области аэродинамики активной части лопатки, прочности ее элементов, устойчивости работы в широком диапазоне режимов. В плане этих задач получен ряд эффективных решений, которые авторы стремились отразить в данной

публикации. Вместе с тем необходимо продолжить работы по дальнейшему совершенствованию конструкций таких лопаток.

Список литературы: 1. *Левченко Е.В.* Разработка последних ступеней паровых турбин НПО «Турбоатом» / Е.В. Левченко, В.П. Сухинин, Б.А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 1994. – № 4. – С. 7-11. 2. *Гаркуша А.В.* Аэродинамика проточной части паровых турбин. М.: Машиностроение, 1983. – 184 с. 3. *Шубенко-Шубин Л.А.* Оптимальное проектирование последней ступени мощных паровых турбин / Л.А. Шубенко-Шубин, А.А. Тарелин, Ю.П. Антипцев. – Киев: Наукова думка, 1980. – 228 с. 4. *Дейч М.Е.* Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования / М.Е. Дейч, Г.А. Филлипов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 327 с. 5. *Дейч М.Е.* Исследования и расчеты ступеней осевых турбин / М.Е. Дейч, Б.М. Трояновский. – М.: Машиностроение, 1964. – 362 с. 6. *Nagayama T.* Turbine Performance improvement by Full 3-D design Blades // Mitsubishi Juko Gino. – 1989. – № 1. – P. 22-26. 7. *Gloger M.* Zur Auslegung von ND-Beschau felungen für Dampfturbinen / M. Gloger, M. Jansen, K. Neumann // VGB Kraftwerkstechnik. – 1989. – Н.8. – P. 35-41. 8. *Борисов Ф.П.* Пространственное профилирование сопловой решетки / Ф.П. Борисов, В.И. Вереvский, М.Я. Иванов // Теплоэнергетика. – 1991. – № 8. – С. 16-21. 9. *Венедиктов В.П.* Экспериментальное исследование сопловых решеток с криволинейными лопатками / В.П. Венедиктов, С.В. Руденко, А.Н. Колесов // Теплоэнергетика. – 2005. – № 11. – С. 30-34. 10. *Иноземцев А.А.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 2. – С. 220-224. 11. *Бойко А.В.* Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашины / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, С.В. Ершов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. 12. *Подгорный А.Н.* Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / А.Н. Подгорный, В.П. Сухинин, Г.М. Меллерович. – Киев: Наукова думка, 1978. – 276 с. 13. *Шорр Б.Ф.* Основы теории закрученных лопаток с непрямой осью. Прочность и динамика авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 66-75. 14. *Воробьев Ю.С.* Теория закрученных стержней / Ю.С. Воробьев, Б.Ф. Шорр. – Киев: Наукова думка, 1983. – 188 с. 15. *Левченко Е.В.* Повышение эффективности конструкций рабочих лопаток паровых турбин / Е.В. Левченко, В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, А.Ю. Бояршинов // Проблемы машиностроения. – Т. 13, № 2. – 2010. – С. 10-15. 16. *Сухинин В.П.* Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 38-46.

© Шубенко А.Л., Сухинин В.П., Бояршинов А.Ю., 2011
Поступила в редколлегию 18.02.11