

УДК 621.165

Е. В. Левченко^{*}, канд. техн. наук**В. П. Субботович**^{**}, канд. техн. наук**А. Ю. Юдин**^{**}, канд. техн. наук**А. Ю. Бояршинов**^{***}

^{*} Открытое акционерное общество «Турбоатом»
(г. Харьков, E-mail: office@turboatom.com.ua)

^{**} Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
(г. Харьков, E-mail: turbine@kpi.kharkov.ua)

^{***} Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Приведены результаты сравнительных исследований исходного и нового профилей. Новый профиль получен на базе решения обратной задачи, позволившей обеспечить минимизацию аэродинамических потерь и необходимые показатели прочности рабочей лопатки в зоне с бандажным отверстием. Результаты рассмотрены с точки зрения улучшения газодинамики данной зоны рабочей лопатки в области трансзвуковых скоростей. Показано, что в этой области новый профиль имеет значительно меньший коэффициент профильных потерь, чем исходный, используемый в реальной лопатке.

Наведені результати порівняльних досліджень вихідного і нового профілів. Новий профіль одержаний на базі розв'язування оберненої задачі, що дозволила забезпечити мінімізацію аеродинамічних втрат і необхідні показники міцності робочої лопатки в зоні з бандажним отвором. Результати розглянуті з погляду поліпшення газодинаміки даної зони робочої лопатки в області трансзвукових швидкостей. Показано, що в цій області новий профіль має значно менший коефіцієнт профільних втрат, ніж вихідний, який використовується в реальній лопатці.

Введение

При создании мощных паровых турбин чрезвычайно важно обеспечение максимальной возможной торцевой площади последней ступени, определяемой максимально достижимой длиной рабочей лопатки и средним диаметром. Сумма площадей всех выхлопов части низкого давления определяет максимальный пропуск пара в конденсатор при заданной величине выходной потери.

Последняя ступень является одним из наиболее сложных и ответственных элементов турбины, существенно влияющих на ее надежность, экономичность и, по существу, характеризующих технический уровень турбиностроения. К настоящему времени получили развитие методы расчета пространственного потока, проведен широкий комплекс экспериментальных и расчетных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов последних ступеней. При этом учитывалась тенденция повышения удельных паровых нагрузок на последние ступени, обусловленная, в частности, ухудшением условий водоснабжения и соответственно повышением конечного давления. В результате оказалось возможным при неизменном расходе пара в конденсатор сократить число выхлопов и цилиндров низкого давления. Это приводит к снижению удельной металлоемкости турбоагрегата, но из-за уменьшения суммарной площади выхлопа ухудшает экономичность турбоустанов-

ки. Часть потерь, обусловленных уменьшением площади выхлопа, удастся скомпенсировать за счет повышения газодинамической эффективности ступени.

В последние десятилетия вопросы надежности ступеней изучались в лабораторных и эксплуатационных условиях, а также с применением теоретических методов. Было установлено, что обеспечение надежности лопаточного аппарата требует рассмотрения не только НДС рабочих лопаток, но и влияния силовых факторов, воздействию которых они подвергаются в различных условиях эксплуатации. При этом работоспособность лопаток определяется, наряду с прочностью, при статических и динамических нагрузках газодинамическим качеством ступени, влияющим на уровень циклических и нестационарных воздействий парового потока.

Разработка конструкции последней ступени мощной конденсационной паровой турбины связана со специфическими трудностями, обусловленными большими тепловыми перепадами пара, сверхзвуковыми скоростями пара, его влажностью, высокими окружными скоростями при низких собственных частотах колебаний.

Условия проектирования профиля рабочей лопатки с бандажным отверстием

При разработке конструкции рабочей лопатки последней ступени принимается ряд мер по отстройке ее от резонансных колебаний. Одним из средств повышения вибрационной надежности длинных рабочих лопаток является установка бандажных связей стержневого типа, которые размещаются на расстоянии 0,6–0,9 длины лопатки от корневого сечения.

При задании условий проектирования профиля рабочей лопатки с бандажным отверстием использованы результаты исследований [1], которые приведены ниже.

Отверстие под бандаж уменьшает эффективную площадь поперечного сечения лопатки, поэтому для компенсации потерянной площади необходимо выполнять местное утолщение – усиливающий пояс. Если усиливающий пояс имеет наружные и внутренние контуры, очерченные кривыми, эквидистантными контурам профиля, и обеспечивает площадь поперечного сечения лопатки, равную номинальной, наличие отверстия приводит к концентрации напряжений с коэффициентом $\alpha_\sigma = 3$. Такая величина характерна для тонкой пластины с круговым отверстием, ось которого перпендикулярна плоскости пластины. Поперечное сечение лопатки в зоне, где обычно устанавливаются связи, представляет собой слабо прочную пластину с незначительно меняющейся толщиной вдоль образующей профиля. При этом ось отверстия под бандаж направлена к плоскости под углом установки профиля.

Характерной особенностью зоны лопатки с отверстием является то, что при наличии усиливающего пояска, очерченного кривыми, эквидистантными основному профилю, поперечное сечение слабо изменяется по толщине от входной до выходной кромки и отношение его толщины к хорде составляет, как правило, $\approx 1:10$. Данное обстоятельство позволяет при исследовании характера НДС идентифицировать эту зону лопатки пластинами, которые легко отнести к классу «толстых».

В отличие от классической задачи теории упругости о концентрации напряжений в тонкой пластине с круговым отверстием, где коэффициент концентрации близок к $\alpha_\sigma = 3$, в рассматриваемом случае имеет место существенное изменение местных напряжений вдоль образующей отверстия. Это связано, главным образом, с наклоном оси отверстия к плоскости толстой пластины.

Основной положительный эффект компенсации потерянной площади из-за отверстия дает доля площади усиливающего пояска непосредственно в зоне отверстия. Это обстоятельство и привело к стремлению сосредоточить как можно большую массу пояска ближе к области отверстия.

В процессе поиска наилучшего решения были проведены специальные исследования влияния угла наклона оси отверстия к плоскости пластины, имитирующей участок лопатки, при различных формах усиливающего пояска. На толстых пластинах с помощью метода фотоупругости при указанном выше отношении толщины пластины к ее хорде и диаметре от-

верстия, соответствующем реальной лопатке ($d = 12$ мм), было исследовано напряженное состояние зоны бандажного отверстия рабочей лопатки.

Максимальные значения напряжения получены на образующих отверстия, представляющих собой следы пересечения модели плоскостью, перпендикулярной линии действия растягивающей силы (т.е. продольной оси лопатки) с контуром отверстия.

На рис. 1 показаны величины и характер изменения коэффициентов концентрации напряжений в характерных точках исследуемой области в зависимости от геометрии усиливающего пояса: 1 – в остроугольных скосах; 2, 3 – в месте перехода лопатки в галтель утолщения; 4 – максимальное значение; 5 – в остроугольных скосах пластины без утолщения.

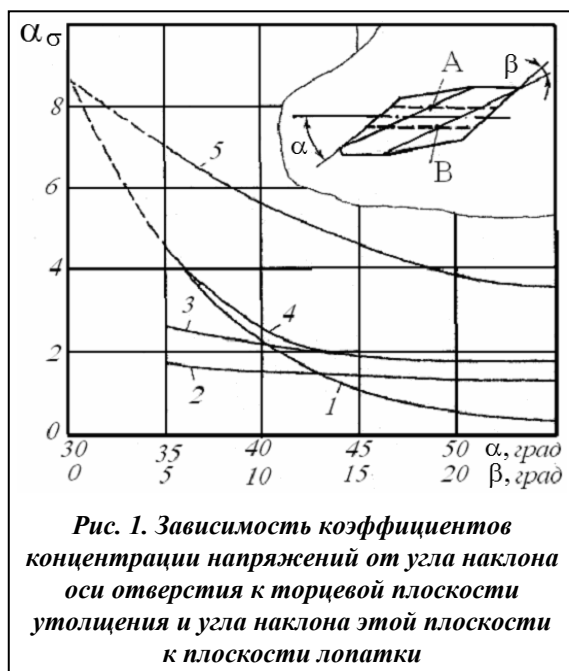
Коэффициент концентрации вдоль образующей отверстия в данном случае (рис. 1), в отличие от тонкой пластины с круговым отверстием (где $\alpha_\sigma = 3$), изменяется от величины $\alpha_\sigma = 3$ в средней зоне отверстия (точки А и В) до величины, характеризуемой величиной $\alpha_\sigma = 4,5-7,0$ – на остроугольных скосах отверстия на внешних поверхностях утолщения (в зависимости от угла наклона оси отверстия к торцевым поверхностям утолщения).

Итак, геометрия профиля в зоне бандажного отверстия должна определяться при выполнении следующих условий: а) масса пояса должна быть сосредоточена в зоне, близкой к отверстию, и, таким образом, в максимальной степени компенсировать ослабление сечения; б) обводы профиля необходимо выполнять под углами к оси отверстия $\alpha \geq 45^\circ$ и обеспечить величину коэффициентов концентрации $\alpha_\sigma \leq 2$.

Столь умеренный уровень напряжения ($\alpha_\sigma \leq 2$) объясняется еще и тем обстоятельством, что благодаря такому выбору формы профиля существенно возрастает его площадь и его момент сопротивления изгибу. Это приводит к удалению зоны выхода отверстия на поверхность пояса от основного силового поля (от центробежных сил и парового изгиба), формируемого плавно меняющимися контурами тела лопатки.

Профиль рабочей лопатки в зоне с бандажным отверстием

Новые методы решения прямой, гибридных и обратной задач теории решеток турбомашин разработаны на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» [2–7]. Эти методы позволили, с учетом изложенных выше условий, провести поиск рациональной формы зоны лопатки с бандажным отверстием с целью минимизации аэродинамических потерь и обеспечения необходимых показателей прочности.



С точки зрения улучшения газодинамики данной зоны рабочей лопатки были рассмотрены два варианта профиля с утолщением. На рис. 2 представлены варианты: 1 - новый профиль и 2 - исходный профиль, который используется в реальной эксплуатируемой лопатке. Новый профиль удовлетворяет заданным условиям прочности и условию минимума коэффициента профильных потерь на режиме проектирования.

На рис. 3 приведены зависимости относительных расчетных (CFD) коэффициентов профильных потерь (для исходного профиля – кривая 2; для нового – кривая 1) $\bar{\zeta}_{пр} = \zeta_{пр} / \zeta_{пр}^{мин}$ (отношение текущего значения коэффициента профильных потерь к минимальному значению этого коэффициента) от числа Маха M_{W_2} , определенного по относительной теоретической скорости за решеткой

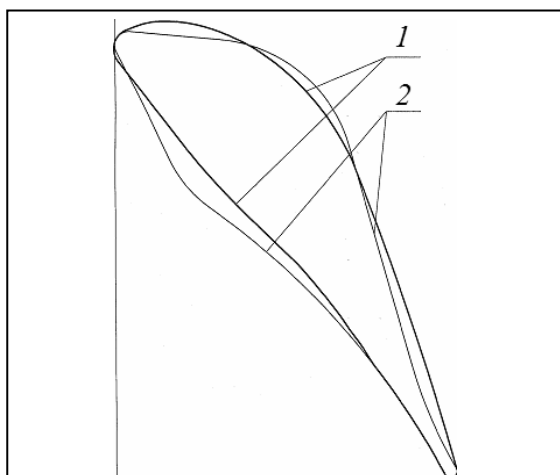


Рис. 2. Форма профилей рабочей лопатки для зоны с бандажным отверстием

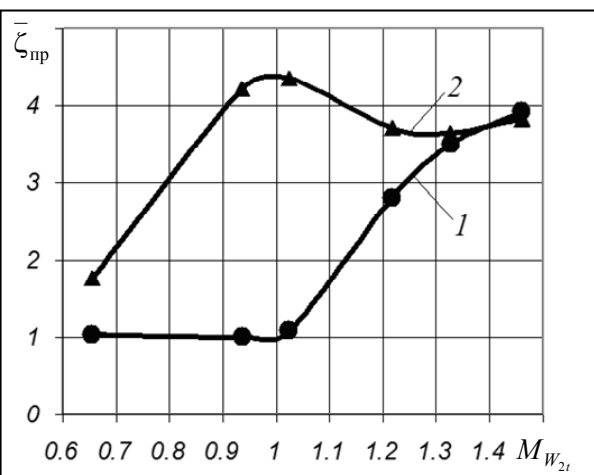


Рис. 3. Зависимость относительного коэффициента профильных потерь от $M_{w_{2t}}$

при шаге решетки 84,2 мм. Такой шаг решетки имеет место на расстоянии от корня 0,64 длины лопатки. Это расстояние соответствует нижнему значению диапазона возможного размещения бандажной связи, диктуемого условиями вибростойкости. Именно на этом расстоянии у рабочего колеса последней ступени расположена проволочная связь в турбинах К-320-23,5 и К-325-23,5, а расчетное значение $M_{w_{2t}}$ достигает в указанных турбинах величины $\approx 1,4$. Анализ годовых графиков нагрузок турбин ТЭС Украины показал, что длительные периоды в году турбины работают на режимах сниженных объемных расходов и реальные числа Маха в указанной области рабочей лопатки ниже в 1,2–1,6 раза. Поэтому новый профиль и был спроектирован на трансзвуковом режиме.

Поскольку новый профиль создавался как оптимальный для трансзвукового режима, его коэффициент профильных потерь на этом режиме более чем в четыре раза меньше по сравнению с коэффициентом профильных потерь исходного профиля. При повышении числа Маха отличие коэффициентов профильных потерь существенно уменьшается и при $M_{w_{2t}} > 1,35$ практически отсутствует.

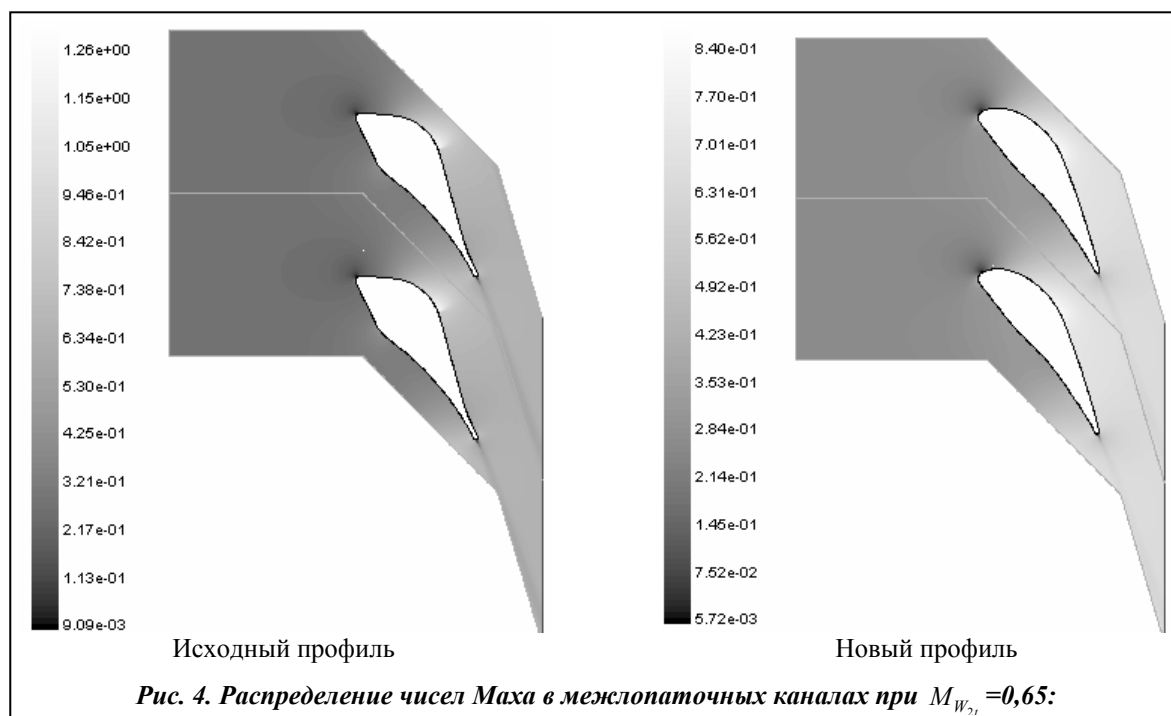
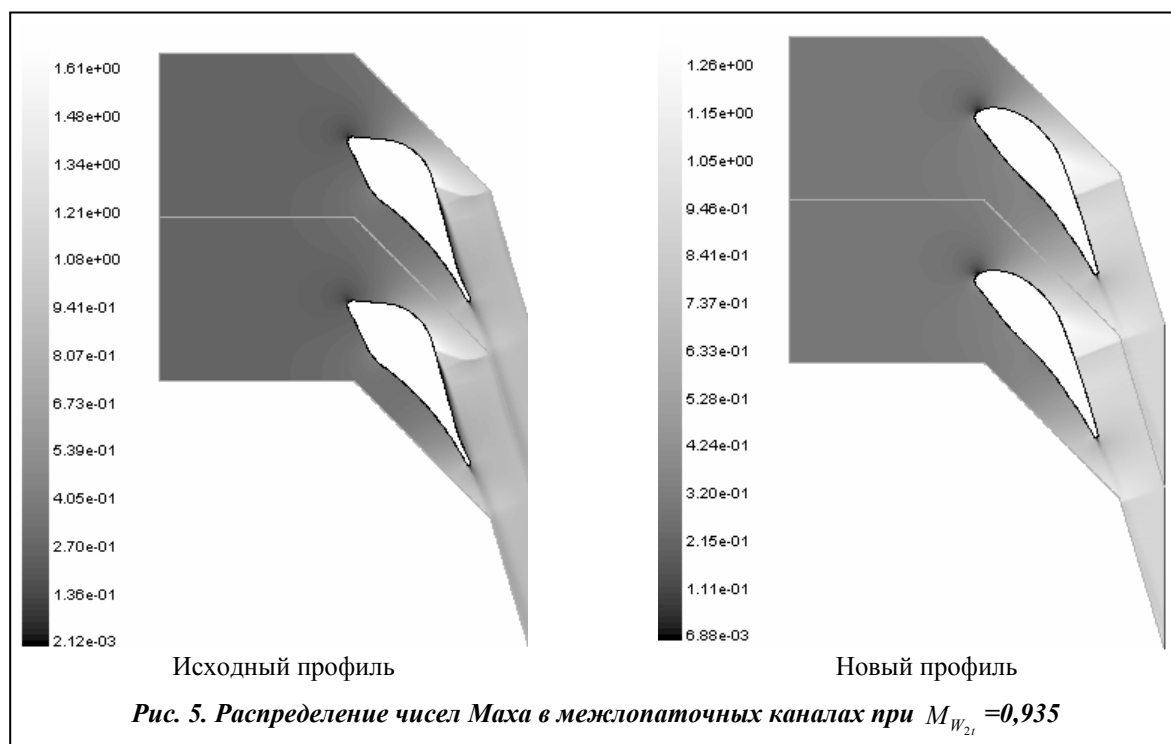
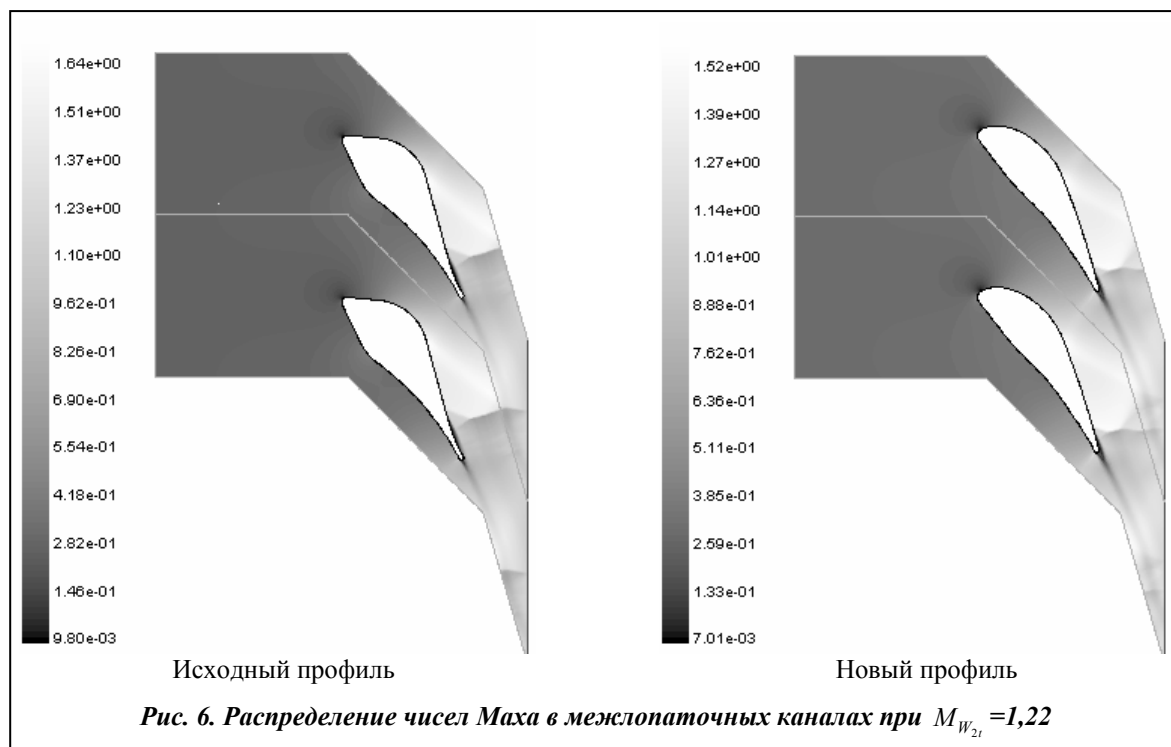
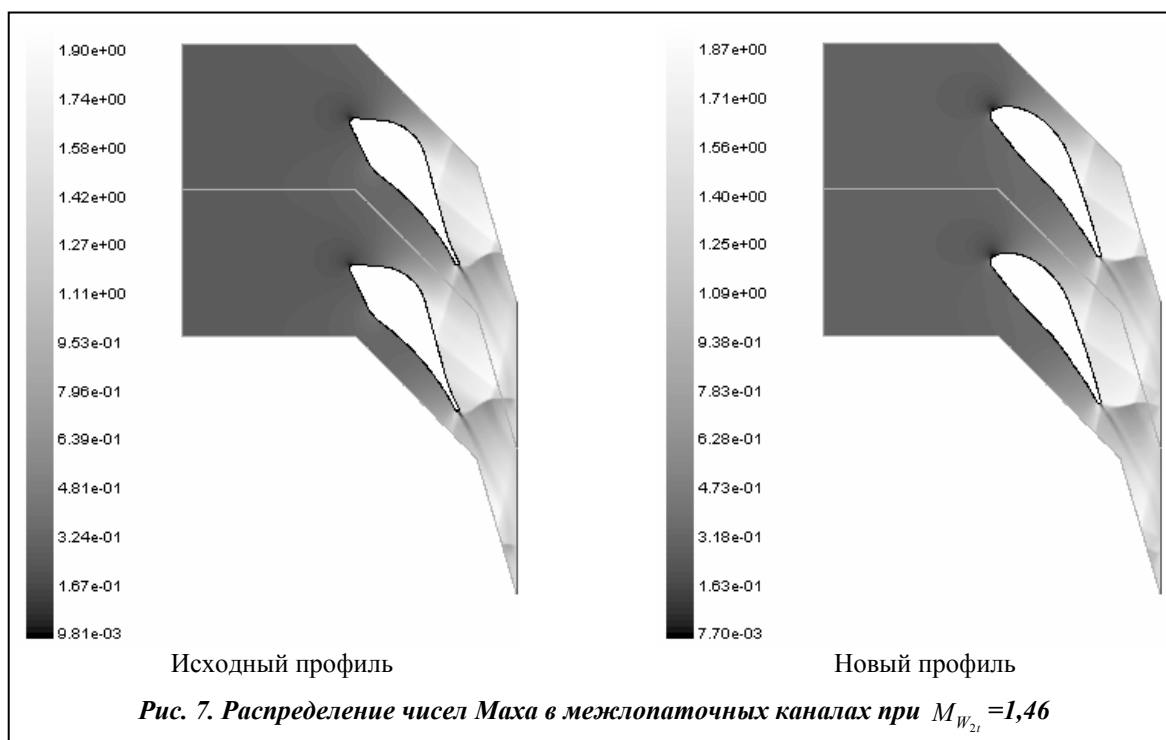


Рис. 4. Распределение чисел Маха в межлопаточных каналах при $M_{w_{2t}} = 0,65$:



В канале решетки, образованном исходными профилями, даже на режиме $M_{w_{2t}} = 0,65$ есть область сверхзвукового течения (рис. 4–7). В каналах, образованных новыми профилями, на этом режиме течение везде дозвуковое. На режиме $M_{w_{2t}} = 0,95$ в каналах обеих решеток есть области сверхзвуковых течений, однако характеры изменения скорости заметно отличаются. На режиме $M_{w_{2t}} = 1,22$ картины течения становятся похожими, а на режиме $M_{w_{2t}} = 1,46$ – качественно одинаковыми.





Заключение

В турбинах, которые работают на органическом топливе, тепловой перепад на последнюю ступень может составлять десятую часть общего перепада. Повышение КПД последней ступени на 1% равноценно увеличению КПД всей турбины приблизительно на 0,1%. В турбинах для АЭС прирост КПД при тех же начальных условиях составит уже около 0,2%. Поэтому новый профиль, спроектированный для использования в рабочей лопатке последней ступени на радиусах проволоочной связи, рассматривается авторами статьи как перспективный.

Литература

1. Сухинин В. П. Концентрация напряжений в зоне бандажных отверстий лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Р. М. Меллерович, Р. М. Герман // Пробл. прочности. – 1990. – № 8. – С. 34–37.
2. Субботович В. П. Задача расчета скорости на поверхности лопатки турбомашин как задача оптимизации / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Вестн. Нац. техн. ун-та «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 101–106.
3. Субботович В. П. Расчет двумерного течения в межлопаточных каналах сопловых и рабочих решеток турбин / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Там же. – 2006. – № 5. – С. 43–46.
4. Субботович В. П. Обтекание трехмерным потоком решетки профилей турбомашин на поверхности вращения / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Т. К. Фан // Там же. – 2008. – № 6. – С. 41–46.
5. Субботович В. П. Постановка и метод решения обратной задачи для определения формы межлопаточных каналов кольцевых решеток турбомашин / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Там же. – 2005. – № 29. – С. 49–56.
6. Субботович В. П. Обратная задача теории решеток на осесимметричной поверхности тока / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, Т. К. Фан // Там же. – 2009. – № 3. – С. 56–61.
7. Субботович В. П. Постановка и метод решения гибридных задач расчета течения в решетках турбомашин / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин // Там же. – 2005. – № 6. – С. 7–12.

Поступила в редакцию
10.11.09