УДК 621.16 DOI: 10.34031/ES.2022.2.002

АНАЛИЗ ПРЕДЕЛЬНОЙ ДЛИНЫ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

Богомолова Т.В.

НИУ «МЭИ», г. Москва

Аннотация

Произведена оценка наиболее эффективной длины рабочей лопатки последней ступени мощной турбины с точки зрения получения ее максимального КПД и обеспечения надежности на расчетном режиме. При решении поставленной задачи применялся метод расчета осесимметричного течения пара в проточной части турбинной ступени как невязкого однофазного рабочего тела относительно неподвижного направляющего аппарата и вращающегося с угловой скоростью ω рабочего колеса, а потери энергии рассчитывались по полуэмпирической методике МЭИ. В статье описана актуальность темы, рассмотрены особенности применения авторского программного обеспечения при решении поставленных задач. Представлены характеристики ступеней с различной длиной рабочих лопаток и даны результаты их расчета на номинальном режиме.

Показано, что выбор предельной длины рабочей лопатки ограничен не только ее прочностными характеристиками, но и ростом волновых потерь в решетках из-за увеличения, оптимального располагаемого теплоперепада H_0, а точнее связанного с этим увеличения сверхзвуковых скоростей вблизи меридиональных обводов. Так для быстроходной турбины К-1200-6,8/50 максимальная экономичность последней ступени достигается при длине 1400 мм как при компоновке турбины с тремя двухпоточными ЦНД, так и с четырьмя.

Ключевые слова: *Расчетный эксперимент, последняя ступень, рабочая лопатка, тангенциальное профилирование, потери энергии, прочность*

ANALYSIS OF THE MAXIMUM LENGTH OF THE WORKING BLADES OF STEAM TURBINES

Tatyana Bogomolova

National Research University «MPEI», Moscow

Abstract

The estimation of the most effective length of the working blade of the last stage of a powerful turbine is made in terms of obtaining its maximum efficiency and ensuring reliability in the design mode. When solving this problem, a method was used to calculate the axisymmetric steam flow in the flow part of the turbine stage as an inviscid single-phase working fluid was used, and energy losses were calculated according to the semiempirical MPEI method. The characteristics of stages with different lengths of working blades are presented and the results of their calculation on the nominal mode are given.

It is shown that the choice of the maximum length of the working blade is limited not only by its strength characteristics, but also by the growth of wave losses in the gratings due to an increase in the optimal available heat drop H_0, or rather the associated increase in supersonic velocities near the meridional contours. So for a high-speed turbine To-1200-6,8/50 the maximum efficiency of the last stage is achieved with a length of 1400 mm, both when the turbine is configured with three two-flow CND, and with four.

Keywords: *Calculation experiment, last stage, working blade, tangential profiling, loss of energy, strength*

Введение

После краха «зеленой энергетики», как базовой основы развития мировой электроэнергетики в первой половине 21 века ввиду критической зависимости возобновляемых источников энергии (ВИЭ) от погодных условий, остается два надежных и перспективных направления: создание паротурбинных установок на суперсверхкритические параметры пара ССКП и атомное турбостроение.

На сегодняшний день в мировой энергетике уровень параметров пара за котлом составляет $p_0 \approx 30$ МПа, $t_0 = 610/620$°С. Коэффициент полезного действия на таких блоках достигает 47%. Энергоблоки ССКП работают в Германии, Дании, Японии, Китае, Корее, ведутся проектные разработки в России. В США, ЕС, Японии и Китае разрабатываются проекты создания энергоблоков на ультрасверхкритические параметры пара (УСКП) $p_0 \approx 35$ МПа, $t_0 = 700/720$°С с КПД около 50% [1].

Доминирующей тенденцией в последние годы стал рост спроса на сверхкрупные атомные блоки мощностью 1200–1700 МВт. Рост единичной мощности современных проектов атомных паротурбинных установок обусловлен стремлением использовать моноблоки при увеличившейся мощности реакторов, которая в случае ряда ядерных энергоблоков новых конструкций превышает производительность любых тепловых блоков на органическом топливе.

Эти оба направления развития паротурбинных технологий: создание и реконструкция мощных турбин для АЭС и турбин ССКП, с точки зрения увеличения экономичности и единичной мощности ПТУ при снижении металлоемкости объединяют общие задачи:

1. Разработка ЦНД с увеличенной площадью выхлопа при использовании более длинных рабочих лопаток последних ступеней с особыми требованиями к прочностным характеристикам используемых материалов, устойчивости к эрозии и вибрации.

2. Создание типовых конструкций выхлопного патрубка с повышенной пропускной способностью.

3. Совершенствования систем сепарации влаги из проточной части паровой турбины и применение эффективных методов уменьшения дисперсности влажнопарового потока. Наряду с этим возможно испарение водяной плёнки с поверхности полых направляющих лопаток диафрагмы последней ступени за счёт их внутреннего парового обогрева [2].

Эти задачи непосредственно связаны с созданием последних ступеней с рабочей лопаткой предельной длины для мощных паровых турбин. При этом необходимо удовлетворить противоречивые требования надежности и эффективности таких ступеней. Кроме того, в настоящее время такая ступень должна также хорошо работать и в условиях изменения режима [3-5]. При режимах малых нагрузок в этих ступенях происходит качественное изменение структуры потока с образованием корневой отрывной зоны, являющейся источником низкочастотных колебаний, возможно также формирование вихревой зоны в межвенцовом зазоре на периферии. Эти явления ограничивают длительную эксплуатацию последних ступеней в режимах малых нагрузок, а, следовательно, и работу турбины на этих режимах.

С развитием турбостроения высоты рабочих лопаток последней ступени неуклонно растут и обычно определяют достижения завода-изготовителя, так как с увеличением ометаемой площади последней ступени $\Omega = \pi dl$ можно значительно уменьшить число выхлопов ЦНД и этим самым увеличить единичную мощность ПТУ и снизить металлоемкость изделия. При одинаковом числе выхлопов можно снизить потери с выходной скоростью. При выборе размеров последней ступени ограничивающим фактором является прочность рабочих лопаток. Так растягивающие напряжения пропорциональны ометаемой площади Ω

$$\sigma_{p\,max} = k\rho\omega^2\,\Omega/2\pi,$$

где k – коэффициент разгрузки для лопаток переменного сечения; ρ - плотность материала лопатки; ω - угловая скорость вращения ротора. При значении веерности, характерной для последних ступеней $\theta = d/l \approx 2.5$ напряжения растут пропорционально квадрату длины лопаток $\sigma_{pmax} = k\rho\omega^2\,\theta l^2/2$.

Именно поэтому так медленно идет рост высоты лопаток, а с ним и увеличение предельной мощности быстроходных турбин. В настоящее время для быстроходных турбин предельно достижимой является высота рабочей лопатки 1500 мм, поэтому турбины насыщенного пара мощностью выше 1200 МВт следует выполнять тихоходными. Тогда становится возможным использовать лопатки длиной до 1800 мм.

В связи с вышеизложенным в настоящее время стоит вопрос о наиболее оптимальной длине рабочей лопатки последней ступени с целью получения ее максимальной экономичности при обеспечении надежной эксплуатации в широком диапазоне режимов. Именно на этой основе должны выбираться определяющие параметры ступени, такие как располагаемый теплоперепад H_0, корневая степень реактивности $\rho_к$, углы саблевидности направляющего аппарата, изменяющиеся по высоте сопловой решетки $\delta = f(r)$, которые влияют на экономичность ступени в широком диапазоне режимов.

В работе [6] было показано, что при правильном профилировании возможно обеспечить прочностную надежность стальной рабочей лопатки последней ступени быстроходной турбины вплоть до длины 1500 мм. Тем более это возможно для титановой лопатки. Когда вопрос о прочности выставил свои ограничения по максимальной длине, необходимо перейти к газодинамической оптимизации ступени.

Материалы и методы

В данном исследовании при оптимизации последней ступени мощной паровой турбины ставится следующая задача: оценить наиболее эффективную длину рабочей лопатки последней ступени с точки зрения получения максимального КПД и оптимизировать параметры этой ступени на расчетном режиме.

Расчетно-теоретическое исследование было проведено при помощи компьютерной программы, разработанных на кафедре ПГТ НИУ «МЭИ» для конструкторского расчета - STUP_DL. В основе алгоритма расчета лежит осесимметричная невязкая модель течения однофазного рабочего тела. Потери энергии учитываются по полуэмпирической методике МЭИ [5].

Во входном сечении задаются расход G_0, давление и температура полного торможения p_0^* и T_0^*, (для промежуточных ступеней еще и их производные по высоте, а также циркуляция скорости $c_u r$ и угол наклона линий тока γ в функции от радиуса). В выходном сечении задается давление p_2 и угол наклона линий тока γ в функции от радиуса. В качестве закона закрутки сопловой решетки используется постоянство удельного расхода по высоте решетки $g(r) = G/(\pi d_{ср} l_2) = \text{const}$.

Задаются осевые зазоры и меридиональные очертания ступени. Эскиз ступени изображен на рис. 1.

При проектировании ступени для уменьшения радиального градиента давления в межвенцовом зазоре применено тангенциальное профилирование сопловой решетки, которая выполняется с наклоном лопаток в окружном направлении в сторону вращения $\delta > 0$, причем наклон изменялся по линейному закону от $\delta = 12°$ в корневом сечении до 0 на среднем диаметре. Верхняя половина лопаток не имела навала.

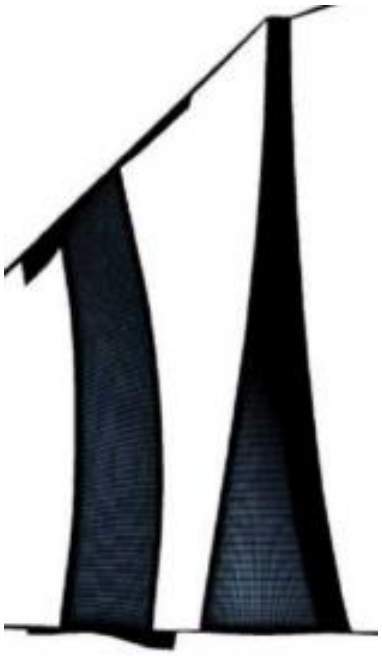

Рис. 1. Эскиз ступени с рабочей лопаткой 1400 мм

Для компенсации резкого раскрытия периферийного обвода верхняя часть сопловых лопаток выполняется стреловидной, т.е. линии, соединяющие входные и выходные кромки сопловых лопаток, наклонены под углом 8° к радиальному направлению навстречу потоку пара в меридиональной плоскости.

Для практических выводов будем рассматривать последнюю ступень быстроходной влажнопаровой турбины К-1200-6,8/50 (прототип ЛМЗ). Расход пара в конденсатор для этой турбины $G_К \approx 890$ кг/с.

Примем параметры на выходе из ступени: p_2 = 5 кПа - давление за ступенью; x_2 = 0,89 - сухость пара за ступенью. Соответствующий данным параметрам удельный объем v_2 = 25,07 м^3/кг.

Теплоперепад для каждого варианта выбирался в результате оптимизационных расчетов по критерию получения наивысшего КПД с учетом технологических и прочностных ограничений. На рис. 2 показаны значения оптимальных теплоперепадов в зависимости от длины рабочей лопатки последней ступени в диапазоне l_2 = 960 ÷1500 мм.

В таблице 1 приведены характеристики рассчитанных вариантов последней ступени турбины. Для всех вариантов принято одинаковое отношение $\theta = d_2/l_2 = 2{,}5$.

Результаты

Результаты расчетов для числа потоков ЦНД i = 6 сведены в табл. 2 .

Наивысший внутренний относительный КПД имеет третий вариант ступени с рабочей лопаткой длиной 1400 мм. Этот факт объясняется тем, что с ростом высоты лопаток уменьшаются относительные потери с выходной скоростью, а также потери от влажности (рис. 3).

Снижение потерь от влажности с ростом длины лопаток определяется не процессным, а реальным распределением влаги по высоте лопаток, когда концентрация большей части крупных капель сосредоточена на периферии [7]. В нижней половине ступени, где процессное значение влажности велико, крупных капель мало и потери от влажности соответственно невелики.

Таблица 1

Характеристики рассчитанных вариантов последней ступени турбины

Номер варианта	1	2	3	4
Длина лопатки l_2, мм	1200	1320	1400	1500
Средний диаметр $d_{ср}$, м	3,0	3,3	3,5	3,75
Корневой диаметр $d_к$, м	1,80	1,98	2,10	2,25
$\theta = d_{ср}/l_2$	2,5	2,5	2,5	2,5
Площадь выхлопа, м^2	11,31	13,68	15,39	17,67
Расход G, кг/с	150	150	150	150
Располагаемый теплоперепад H_0, кДж/кг	225	255	270	283
Степень реактивности в корне $\rho_к$	0,2	0,2	0,2	0,2

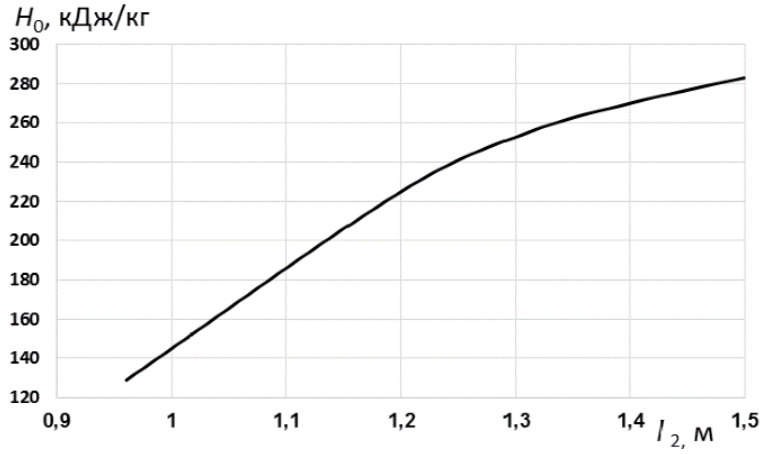

Рис. 2. Зависимость оптимального располагаемого теплоперепада H_0 от длины рабочей лопатки

При увеличении длины рабочих лопаток возрастают волновые потери, особенно вблизи меридиональных обводов: за сопловой решеткой у корня, а за рабочей решеткой на периферии (рис. 4). Этот факт связан с ростом располагаемого теплоперепада H_0 в ступенях с более длинными лопатками, а, следовательно, и более высокими относительными скоростями за сопловой и рабочей решетками M_{1t} и M_{2t} (см. табл. 2).

Таблица 2

Результаты расчетов для шести выхлопов

Номер варианта	1	2	3	4
Расход G_0, кг/с	150	150	150	150
Располагаемый теплоперепад H_0, кДж/кг	225	255	270	283
Давление на входе p_0^*, МПа	0,02762	0,03351	0,03659	0,04029
Энтальпия на входе h_0^*, кДж/кг	2440,9	2478,1	2506,4	2507,4
Потери от влажности $\xi_{вл}$	0,0551	0,0464	0,0395	0,0395
Потери с выходной скоростью $\xi_{вс}$	0,2056	0,1264	0,0954	0,0787
Лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,927	0,903	0,909	0,871
Внутренний относительный КПД ηoi	0,666	0,730	0,773	0,752
Волновые потери на периферии РР	0,065	0,096	0,117	0,150
Относительная скорость на периферии РР M2t	1,76	1,97	2,1	2,25
Волновые потери у корня СР	0,044	0,055	0,060	0,066
Относительная скорость у корня СР M1t	1,60	1,70	1,73	1,78

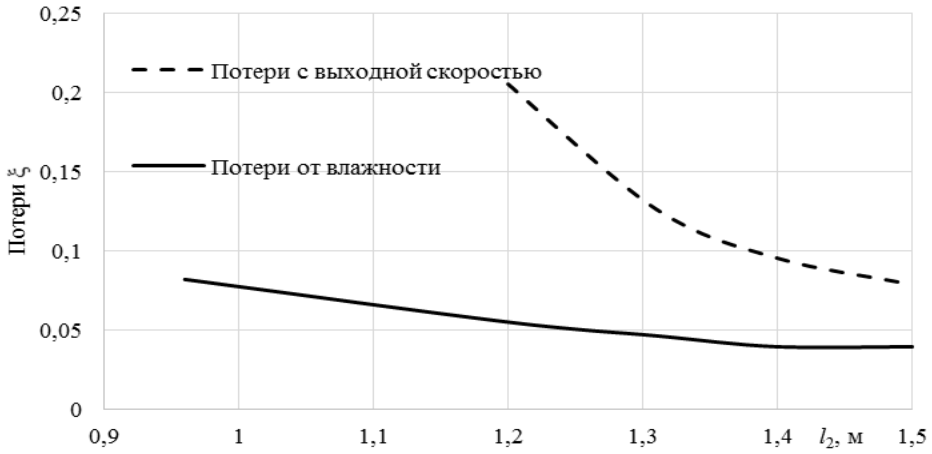

Рис. 3. Зависимость потерь с выходной скоростью и потерь от влажности для последних ступеней с различной высотой рабочих лопаток

Зависимость волновых потерь от превышения относительной скорости над звуковой близка к кубической

$$\xi_{\text{волн}} = \Omega(M_{2t}{}^3 - 1), \text{ где } \Omega = 0{,}0144 - 0{,}000268\beta_{2\text{эфф}},$$

так что неудивительно, что локальные зоны высоких сверхзвуковых скоростей сводят к нулю преимущества уменьшения потерь с выходной скоростью. Периферийные концевые потери также сильно зависят от располагаемого теплоперепада, а, значит и от высоты рабочих лопаток. С повышением относительных скоростей за рабочими лопатками M_{2t} на периферии взаимное влияние выходного патрубка на течение в периферийной зоне ступени приводит к дополнительному росту концевых потерь.

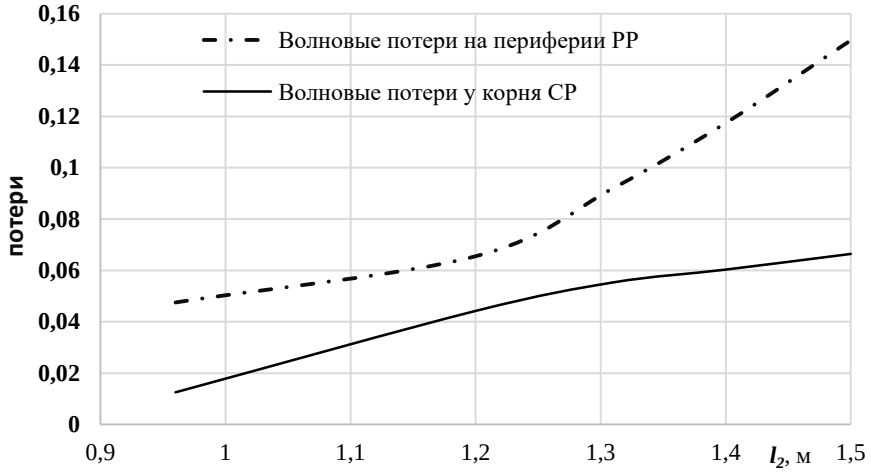

Рис. 4. Зависимость волновых потерь для последних ступеней с различной высотой рабочих лопаток

На рис. 5 показаны типы решеток периферийных сечений лопаток последних ступеней и профильные потери в них в зависимости от относительной скорости течения M_{2t} [7]. Очевидно, что для всех типов решеток при относительных скоростях $M_{2t} > 2$, характерных для ступеней с рабочими лопатками l_2 >1400 мм, профильные потери неуклонно растут с увеличением скорости течения. Лучше других выглядит расширяющаяся решетка, но при переменных режимах со скоростями $M_{2t} < 1{,}5$ такая решетка имеет неудовлетворительные характеристики.

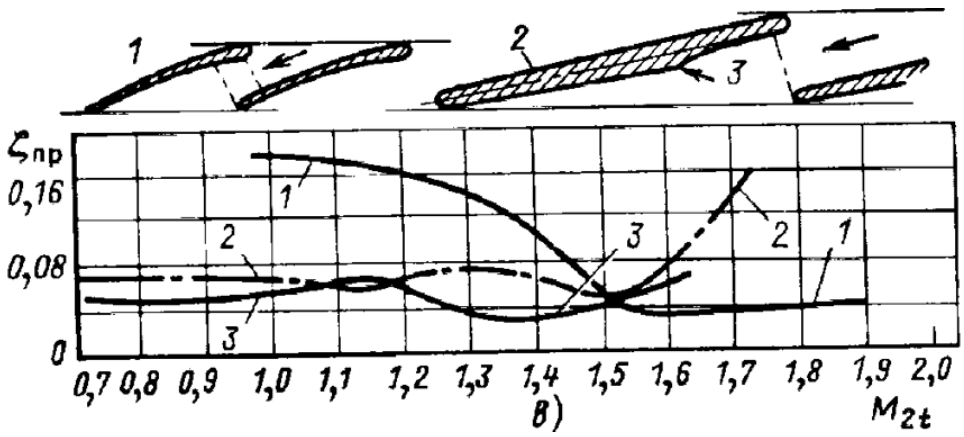

Рис. 5. Типичные решетки и зависимости профильных потерь от числа M_{2t} для периферийных сечений рабочих лопаток последних ступеней: *1* – расширяющаяся решетка; *2* – суживающаяся решетка; *3* – решетка с изломом на спинке

Самый высокий лопаточный КПД по параметрам торможения имеет ступень с относительно короткой лопаткой 1200 мм. Кроме того, ступень с лопаткой 1500 мм имеет нереально малые углы на периферии рабочей решетки $\beta_{2эффп} = 7°$ и у корня сопловой решетки $\alpha_{1эфф} = 9°$. Для приведения этих углов к технологически допустимым значениям нужно уменьшать располагаемый теплоперепад ступени или локально в этих зонах увеличивать удельный расход. Но обычно в этих зонах повышенных концевых потерь наоборот снижают удельный расход, чтобы повысить интегральный КПД ступени. Так что этот путь неприемлем.

Углы решеток на меридиональных обводах становятся конструктивно выполнимыми для ступени с рабочей лопаткой 1500 мм только при теплоперепаде $H_0 = 225$ кДж/кг. При этом внутренний относительный КПД ступени $\eta_{oi} = 0{,}736$, а лопаточный $\eta_{ол} = 0{,}89$, т.е. экономичность этого варианта уступает экономичности ступени с рабочей лопаткой 1400 мм. При уменьшении теплоперепада растут относительные потери с выходной скоростью, хотя и лопаточный КПД несколько возрастает из-за снижения волновых потерь. Рост относительных потерь с выходной скоростью $\xi_{вс} = c_2^2/2H_0$, объясняется не только уменьшением располагаемого теплоперепада H_0 в знаменателе выражения, но и углами выхода потока из ступени $\alpha_2 > 90°$.

Теперь исследуем варианты тех же ступеней, выбрав расход через ступень $G_0 = 111$ кг/с, соответствующий 8 выхлопам ЦНД. При данном расходе снова наиболее экономичная ступень с длиной лопатки 1400 мм. Ее внутренний относительный КПД $\eta_{oi} = 80{,}4$ %, хотя лопаточный КПД уступает ступени с лопаткой 1320 мм за счет повышенных волновых потерь. Эффективные углы ступени с лопаткой 1500 мм слишком малы. Для реализации такой ступени необходимо иметь 6 потоков в конденсатор.

На рис. 6. представлено изменение внутреннего относительного КПД ступеней в зависимости от длины рабочей лопатки ступени ЧНД и числа потоков в конденсатор.

Результаты оптимизации длины рабочей лопатки показали, что как для варианта с 8 выхлопами, так и для варианта с 6 выхлопами при заданном давлении в конденсаторе $p_к = 5$ кПа наиболее экономичной оказалась ступень с длиной рабочей лопатки $l_2 = 1400$ мм.

Выводы

Произведена оценка наиболее эффективной длины рабочей лопатки последней ступени мощной турбины с точки зрения получения ее максимального КПД и обеспечения надежности на расчетном режиме.

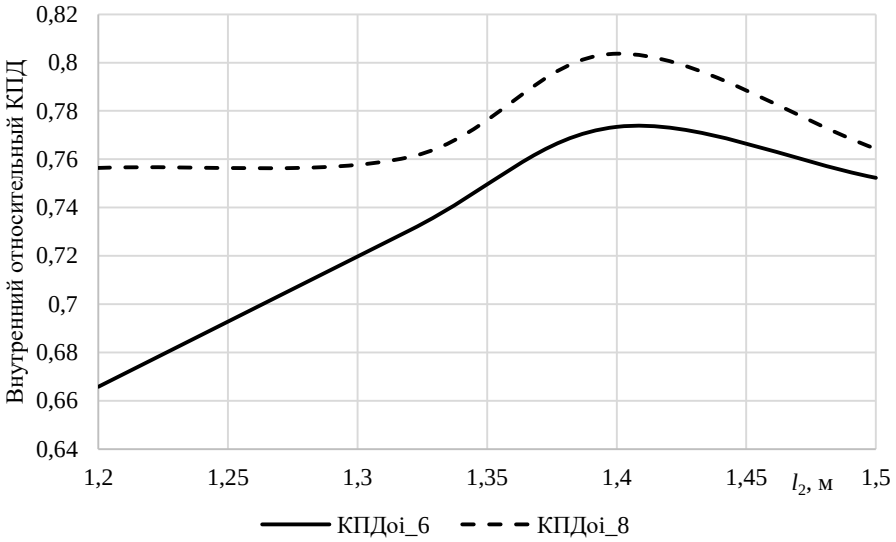

Рис. 6. Внутренний относительный КПД ступеней различной длины в ЦНД с шестью потоками (сплошная линия) и в ЦНД с восьмью потоками (пунктирная линия)

При решении поставленной задачи применялся метод расчета осесимметричного течения пара в проточной части турбинной ступени как невязкого однофазного рабочего тела относительно неподвижного направляющего аппарата и вращающегося с угловой скоростью ω рабочего колеса, а потери энергии рассчитывались по полуэмпирической методике МЭИ. В статье описана актуальность темы, рассмотрены особенности применения авторского программного обеспечения при решении поставленных задач. Представлены характеристики ступеней с различной длиной рабочих лопаток и даны результаты их расчета на номинальном режиме.

На основе этого сделано заключение, что при проектировании последней ступени мощной быстроходной турбины следует остановиться на длине лопатки 1400 мм, которая будет оптимальной как с точки зрения надежности, так и с точки зрения экономичности.

Причиной этого является нарастание волновых потерь на меридиональных обводах ступени при дальнейшем увеличении длины рабочих лопаток и соответственным ростом оптимального теплоперепада ступени H_0. При относительных скоростях потока $M_{2t} > 2$ все типы сверхзвуковых турбинных решеток имеют повышенные потери ввиду невозможности оптимального обтекания решеток веерных решеток. Снижение потерь с выходной скоростью при возрастании длины лопаток не компенсируют такое нарастание потерь.

Относительные потери с выходной скоростью зависят только от длины рабочих лопаток и снижаются с ее ростом. Потери от влажности зависят не только от степени влажности за ступенью и отношения $\theta = d_2/l_2$, которые одинаковы для всех рассчитанных вариантов, но и от длины рабочих лопаток. Эти потери снижаются с ростом длины лопаток. Волновые потери в сопловых и рабочих лопатках зависят только от располагаемого теплоперепада H_0, а точнее от относительных скоростей потока.

Данное исследование выполнено для давления за последней ступенью $p_к$ = 0, 005 МПа. При более низком давлении в конденсаторе, когда объемный расход за ступенью вырастет, преимущество могут получить ступени с большей длиной рабочих лопаток. Правда, в настоящее время высокий вакуум в конденсаторе имеет мало заказчиков в связи с климатическими условиями большинства регионов.

Библиографический список

1. Пылеугольные энергоблоки на супер- и ультрасверхкритические параметры пара / А.Г. Тумановский, А.Л. Шварц, Е.В. Сомова и др. // Теплоэнергетика. 2017. № 2. С. 3-19. EDN: XHMNTF. DOI: 10.1134/S0040363617020084
2. Опыт промышленного применения обогрева направляющих лопаток для снижения эрозии влажно-паровых турбинных ступеней / Н.В. Аверкина, Ю.Я. Качуринер, В.Г. Орлик и др. // Электрические станции. 2004. № 2. С. 24-27.
3. Lampart P., Yershov S. Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. 2003. V. 125, No 1. P. 385-390. DOI: 10.1115/1.1520157
4. Torre A., Cecchi S. Latest Developments and Perspectives in the Optimised Design of LP Steam Turbines at ANSALDO // 7th European Conference on Turbomashinary Fluid Dynamics and Thermodynamics. Athens (Greece): National technical university of Athens, 2007. P. 19-40.
5. Богомолова Т.В. Расчет и проектирование последних ступеней паровых турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2021. 84 с.
6. Богомолова Т.В., Мельников О.В. Применение ANSYS-FLUENT для прочностных расчетов рабочих лопаток последних ступеней турбин // Труды МАИ. 2013. № 66. С. 14. EDN: RDNTYX
7. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат. 1996. 527 с.

References

1. Umanovskiy, A.G., Shvarts, A.L., Somova, Ye. V., Verbovetskiy, E. KH., Avrutskiy, G. D., Yermakova, S. V., Kalugin, R. N., & Lazarev, M. V. (2017). Pyleugol'nyye energobloki na super- i ul'trasverkhkritiche-skiye parametry para [Dust-coal power units for super- and ultra-supercritical steam parameters]. *Thermal engineering, 2,* 83-96. https://doi.org/10.1134/S0040363617020084
2. Averkina, N. V., Kachuriner, Yu. Ya., & Orlik, V. G. (2004). Opyt promyshlennogo primene-niya obogreva napravlyayushchikh lopatok dlya snizheniya erozii vlazhno-parovykh turbinnykh stupeney [Experience of industrial application of heating guide vanes to reduce erosion of wet-steam turbine stages]. *Elektricheskiye stantsii, 2,* 24-27. [In Russian]
3. Lampart, P., & Yershov, S. (2003). Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine. Transactions of the ASME. *Journal Engineering for Gas Turbines and Power, 125(1),* 385-390. http://dx.doi.org/10.1115/1.1520157
4. Torre, A., & Cecchi, S. (2007). Latest Developments and Perspectives in the Optimised Design of LP Steam Turbines at ANSALDO // In *Proc. from Turbomashinary Fluid Dynamics and Thermodynamics* (pp. 19-40). National technical university of Athens.
5. Bogomolova, T. V. (2021). *Raschet i proyektirovaniye poslednikh stupeney parovykh turbin [Calculation and design of the last stages of steam turbines]*. Izd-vo MEI. [In Russian]
6. Bogomolova, T. V., & Mel'nikov, O. V. (2013). Primeneniye ANSYS-FLUENT dlya prochnost-nykh raschetov rabochikh lopatok poslednikh stupeney turbin [Application of ANSYS-FLUENT for strength calculations of blades of the last stages of turbines]. *MAI, 66,* 14. [In Russian]
7. Deych, M.Ye. (1996). *Gazodinamika reshetok turbomashin [Gas dynamics of lattices of turbomachines].* Energoatomizdat. [In Russian]

Сведения об авторе

Богомолова Татьяна Владимировна, д.т.н., доцент, НИУ «МЭИ», профессор кафедры ПГТ. E-mail: BogomolovaTV@mpei.ru. Elibrary AuthorID: 597379

Author about

Tatyana Bogomolova, Grand PhD of Tech. Sciences, National Research University «MPEI», Professor of the Department of Steam and Gas Turbines

E-mail: BogomolovaTV@mpei.ru