

Технические решения создания новых двухъярусных ступеней для цилиндров низкого давления с повышенной пропускной способностью¹

А.С. Седлов¹, А.Е. Зарянкин¹, А.Н. Рогалев¹, Е.Ю. Григорьев², И.В. Гаранин¹, С.К. Осипов¹
¹ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»», г. Москва, Российская Федерация
²ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина», г. Иваново, Российская Федерация
E-mail: garanin91@rambler.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: Возросший в последнее время интерес к разработке турбин высокой мощности диктует поиск новых методов повышения пропускной способности цилиндров низкого давления. Существующие способы, основанные в основном на увеличении длин последних лопаток, практически полностью себя исчерпали в связи с недостаточностью обеспечения их прочности, а также резким возрастанием их потерь на веерность. Двухъярусные ступени являются основой для создания цилиндров низкого давления с двухъярусной проточной частью с повышенной пропускной способностью. Известная конструкция предпоследней двухъярусной ступени Баумана, которая, например, применяется на отечественной турбомашине К-210-130 ЛМЗ с полукорпусным выхлопом, обладает низкой экономичностью и надежностью. Последняя двухъярусная ступень, а в частности рабочая лопатка, является наиболее нагруженной и, как следствие, конструктивно более сложной. В отношении изготовления сопловых решеток таких проблем не возникает. В связи с этим актуален поиск оптимальной конструкции рабочей лопатки последней двухъярусной ступени цилиндров низкого давления.

Материалы и методы: При выполнении работы использованы отработанные методы тепловых и аэродинамических расчетов осевых турбомашин, методы математического CFD-моделирования, а также методы конечных элементов.

Результаты: На основе прочностных и аэродинамических трехмерных расчетов создана конструкция вильчатой лопатки, сочетающая высокие показатели аэродинамической эффективности ступени, внутренний относительный КПД которой составляет 87,6 % для верхнего и 77% для нижнего яруса, с учетом всех потерь, включая потери с выходной скоростью, что позволяет достигнуть КПД цилиндра низкого давления 87,1 %.

Выводы: Созданные на базе вильчатых лопаток двухъярусные цилиндры низкого давления могут послужить разумной альтернативой созданию цилиндров низкого давления с последними лопатками большой длины. При этом предлагаемая конструкция обеспечивает высокую степень надежности (коэффициент запаса прочности рабочей лопатки двухъярусной последней ступени превышает 2,8, что находится на уровне действующих норм), а полученные технические решения могут быть тиражированы на предшествующие ступени. КПД таких цилиндров оказывается выше на 5 %, при этом габаритные размеры (главным образом, ширина) удастся сократить в среднем на 15–20 %.

Ключевые слова: двухъярусный цилиндр низкого давления, паровая турбина, двухъярусная ступень, вильчатая лопатка, хорда профиля, аэродинамические трехмерные расчеты, метод изотермической штамповки.

Two-tier stages for new two-tier low-pressure cylinders with increased flow rate

A.S. Sedlov¹, A.E. Zaryankin¹, A.N. Rogalev¹, E.Yu. Grigoryev², I.V. Garanin¹, S.K. Osipov¹
¹National Research University «MPEI», Moscow, Russian Federation
²Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation
E-mail: garanin91@rambler.ru

Abstract

Background: The growing interest in development of high capacity turbines makes it necessary to find new methods of increasing the flow rate of low pressure cylinders (LPC). The existing methods based mainly on increasing the lengths of the last shoulder-blades have practically outlived themselves as it is difficult to ensure their strength and their fan-out losses have sharply increased. Two-tier stages are the basis for creation of LPC with a two-tier wheelspace with an increased flow rate. The well-known design of the next to last two-tier Baumann stage that, for example, is used in the Russian turbomachine K-210-130 LMP, with an one-and-a-half exhaust, has low economic efficiency and reliability. The latest two-tier stage, in particular its working shoulder-blade, is most loaded and, as a result, is structurally more complex. The nozzle arrays do not have such problems. For this reason, it is urgent to find an optimal construction of working shoulder-blade of the last LPC two-tier stage, and the obtained results can be later applied to the preceding stages.

Materials and methods: The study employed well-proven methods of thermal and aerodynamic calculation of axial turbomachinery, methods of mathematical CFD-simulation, as well as finite element methods.

¹ Исследование проведено при финансовой поддержке Российской Федерации в лице Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Соглашения № 14.577.21.0072 о предоставлении субсидии от 5 июня 2014 года. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований: RFMEFI57714X0072.

Results: Based on strength and aerodynamics calculations, we were able to design a fork blade combining high values of stage aerodynamic efficiency with the internal efficiency ratio of 87,6 % for the upper and of 77 % for the lower tier accounting for all the losses including turbine exit losses, which allowed us to reach the LP cylinder efficiency ratio of 87,1 %.

Conclusions: Two-tier LPCs with forked shoulder-blades can be a sensible alternative to LPCs with lengthened last shoulder-blades. And the proposed design ensures high reliability (the strength factor of two-tier last stage rotor blade exceeds 2.8, which corresponds to the present norms). The internal efficiency of such cylinders is over 5 %, while the overall sizes (mainly the width) can be reduced by 15–20 % on average.

Key words: two-tier low pressure cylinder, steam turbine, two-tier stage, fork blade, airfoil chord, aerodynamic 3-dimensional calculations, isothermal forging method.

DOI: 10.17588/2072-2672.2016.3.027-034

Попытки увеличения пропускной способности цилиндров низкого давления (ЦНД) паровых турбин, основывающиеся на применении концепции полуторного выхлопа, совершаются достаточно регулярно [2, 3, 6, 10]. Происходит это в моменты исчерпания возможностей простого увеличения длины лопаток последних ступеней, связанных, как правило, с обеспечением прочностных характеристик, что в большой степени определяется достижениями металлургии. Впервые двухъярусная ступень была предложена Бауманом в 1917 году [1]. Предложенная конструкция представляла собой обычную турбинную ступень, разделенную промежуточной перегородкой на две части. Соответственно, для такой ступени лопаточный аппарат верхнего яруса являлся естественным продолжением лопаток нижнего яруса. Использование ступени указанной конструкции решило поставленную задачу – позволило увеличить предельную мощность однопоточной турбины в 1,5 раза, при существующей на тот момент длине лопатки последней ступени. Однако широкого распространения ступень Баумана не получила, поскольку обладала рядом существенных недостатков.

К их числу следует отнести отсутствие межъярусной перегородки в сопловом аппарате, отсутствие должного уплотнения между ярусами в рабочем колесе, увеличенные потери, связанные с большой веерностью лопаток. Профилирование верхнего яруса рассматриваемой ступени проводилось без учета особенностей сверхзвукового характера течения потока. Относительная высота двухъярусной рабочей лопатки имела малое значение, в связи с большими хордами профилей в верхнем ярусе. Опыт эксплуатации турбин со ступенью Баумана показал сравнительно низкую экономичность таких цилиндров низкого давления.

Недостатки, характерные для двухъярусной лопатки ступеней Баумана, были устранены в лопатке К. Шелленса [12], конструктивная схема которой представлена на рис. 1. Здесь на диске 1 с помощью хвостовика крепятся лопатки 2 рабочего колеса нижнего яруса. На периферии все эти лопатки соединяются толстым бандажом 5, на котором с помощью хвостовиков 4 крепятся рабочие лопатки 3 верхнего яруса, соединенные единым бандажом.

Таким образом, в отличие от ступени Баумана, в данном случае на несущем диске 1 располагаются два совершенно независимых друг от

друга лопаточных аппарата, не связанных в аэродинамическом плане друг с другом. В связи с расположением лопаток верхнего яруса на большом корневом диаметре, потери от веерности в лопаточных каналах оказываются близкими к нулю и лопатки вообще могут быть не закрученные по радиусу, так как для верхнего яруса выполняется отношение $d_{cp}/l \approx 10$.

Однако технологически такая ступень даже сейчас не может быть изготовлена, поскольку единый толстый промежуточный бандаж с глубокими пазами для хвостовиков лопаток верхнего яруса почти невозможно скрепить с лопатками нижнего яруса.

Эта технологическая сложность была решена А.М. Кларком в 1921 году [4]. Суть изобретения сводится к тому, что ступень Шелленса предполагается формировать из двухъярусных вильчатых лопаток (рис. 2), где на одном пере лопатки нижнего яруса 1 крепятся с помощью хвостовиков 4, 5 две лопатки 6 верхнего яруса.

Предложенное исполнение позволяет решить технологические проблемы, но в случае длинных лопаток ($l_z > 1000$ мм) создает не преодолимые пока прочностные проблемы для лопаток такой конструкции.

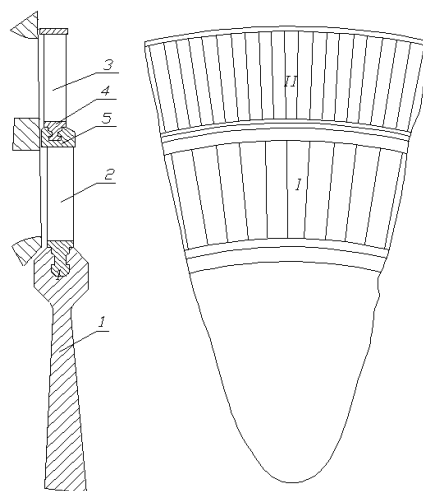


Рис. 1. Двухъярусная рабочая лопатка Шелленса: 1 – рабочий диск; 2 – рабочие лопатки нижнего яруса; 3 – рабочие лопатки верхнего яруса; 4 – хвостовик; 5 – бандаж; I – нижний ярус; II – верхний ярус

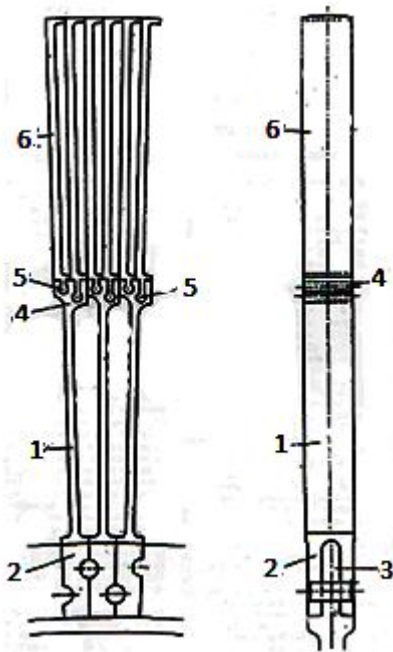


Рис. 2. Двухъярусная рабочая лопатка А.М. Кларка: 1 – рабочая лопатка нижнего яруса; 2 – хвостовик лопатки нижнего яруса; 3 – диск; 4, 5 – хвостовики лопаток верхнего яруса; 6 – лопатки верхнего яруса

Принципиально возможно применение шлицевого соединения между ярусами (рис. 3), где лопаточный аппарат верхнего яруса II выполняется в виде самостоятельной ступени, рабочие лопатки которой располагаются между двумя кольцами 2 и 3, причем внутреннее кольцо 3 выполнено сплошным, с продольными пазами 4 на внутренней поверхности. В эти пазы входят продольные выступы на интегральном бандаже 5 рабочих лопаток 6 нижнего яруса I.

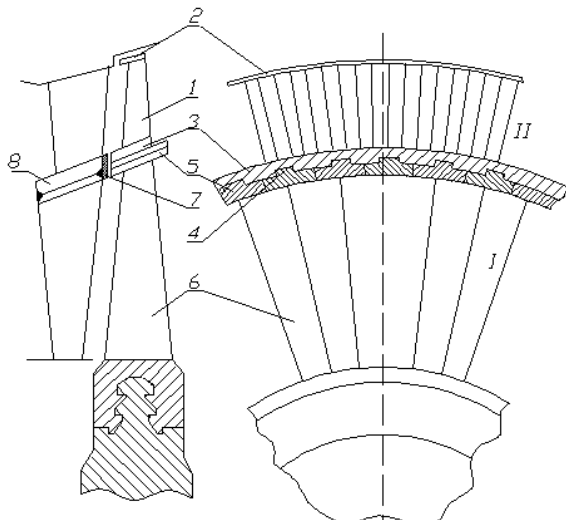


Рис. 3. Двухъярусная рабочая лопатка с шлицевым соединением: 1 – лопатки верхнего яруса; 2, 3 – кольца; 4 – продольные пазы; 5 – интегральный бандаж; 6 – лопатки нижнего яруса; 7 – уплотнения; 8 – межъярусная перегородка соплового аппарата; I – нижний ярус; II – верхний ярус

Таким образом, в данном случае осуществляется разъемное соединение ступеней верхнего и нижнего ярусов, которое не нагружает лопатки 6 рабочего колеса нижнего яруса добавочными цен-

тробежными силами, а только передает через выступы на интегральном бандаже крутящий момент, развиваемый лопаточным аппаратом рабочего колеса верхнего яруса. Кроме того, в радиальном зазоре между ярусами устанавливаются уплотнения 7, размещенные на торцевой стороне перегородки 8 соплового аппарата верхнего яруса.

В практическом плане после 50-х годов прошлого столетия интерес к двухъярусным ступеням почти исчез, так как достаточно бурное развитие металлургии позволило решить проблему увеличения расхода пара через последние ступени мощных конденсационных турбин путем простого увеличения длины лопаток этих ступеней [7, 9, 10]. Так, если в 1958 г. максимальные длины лопаток паровых турбин не превышали 765 мм, то в 1970 г. их длина достигла 1200 мм. В настоящее время проблема повышения пропускной способности цилиндров низкого давления вновь является актуальной, многие работы посвящены разработке лопаток большой длины и решению связанных с этим аэродинамических и прочностных задач, которые неизбежно возникают. Например, в [5, 8, 11, 14] отмечаются большие трудности в обеспечении прочностных характеристик. В ряде работ [13, 15] показано, что КПД ступеней свыше 1300 мм оказывается весьма невысоким.

Таким образом, целесообразно снова вернуться к рассмотрению идеи двухъярусных лопаток и, имея современные методы прочностного и аэродинамического моделирования, усовершенствовать существующие решения. Новая ступень и сформированный на ее базе двухъярусный цилиндр послужат альтернативным решением повышения пропускной способности ЦНД.

С учетом недостатков двухъярусных ступеней Баумана, Шелленса и Кларка была разработана новая двухъярусная ступень, которая, как и традиционные ступени, состоит из двух основных элементов – соплового и рабочего колеса, в которых и заключены ключевые отличия.

Двухъярусный сопловой аппарат новой ступени представлен на рис. 4.

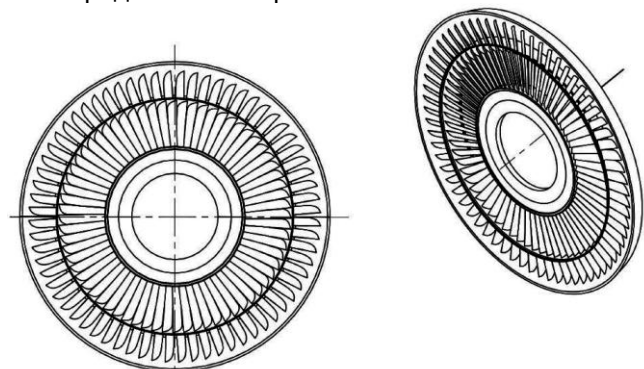


Рис. 4. Двухъярусная диафрагма ЦНД

Части диафрагмы, разделенные межъярусной полкой, обтекаются потоком независимо друг от друга. В связи с этим лопатки верхнего и нижнего яруса сопловой решетки имеют различные профили. Основные отличия заключаются в углах выхода, шаге и хорде. Большие значения хорды для

лопаток верхнего яруса сопловой двухъярусной диафрагмы, с одной стороны, сохраняют оптимальное значение относительного шага в радиальном направлении, а с другой стороны, обеспечивают большую жесткость конструкции в местах соединения обода диафрагмы и расточки корпуса ЦНД. В связи с этим диафрагму двухъярусной ступени целесообразно изготавливать с одинаковым числом профилей в обоих ярусах.

Сопловые лопатки, в отличие от рабочих, подвергаются только силовому воздействию со стороны потока, и в этих условиях обеспечить достаточную степень надежности значительно проще. Для сопловой решетки были проведены одномерные оценки действующих напряжений, которые показали, что для обеспечения достаточной степени прочности хорда сопловой лопатки верхнего яруса должна быть не меньше 160 мм. В качестве материала для изготовления диафрагмы предполагается использовать стали с добавлением в качестве легирующего элемента хрома (Ст 20Х13).

Разработанная рабочая вильчатая лопатка двухъярусной ступени изображена на рис. 5. Лопатка имеет единую неразборную конструкцию, разделенную на две части поперечной перегородкой, на внешней поверхности которой располагаются две лопатки верхнего яруса. Аналогично сопловой решетке, в рабочем колесе верхний и нижний ярусы не связаны друг с другом в аэродинамическом плане, что позволяет, во-первых, оптимизировать форму профилей по режиму течения, наблюдаемому в разных частях лопатки и, во-вторых, для ступени в целом, учитывая наличие межъярусного уплотнения, подобрать значение реакции, обеспечивающее оптимальные углы выхода.

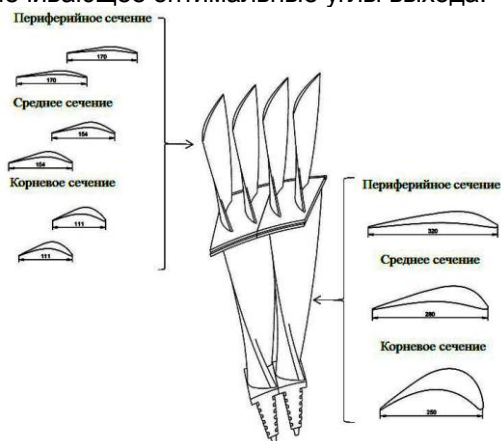


Рис. 5. Двухъярусная вильчатая рабочая лопатка

Если выполнять двухъярусную лопатку с одинаковым числом профилей в обоих ярусах и выдерживать оптимальный относительный шаг ($\approx 0,7$), хорда профиля на периферии, в верхнем ярусе, окажется весьма большой, около 380–400 мм, что приводит к малым значениям относительной высоты. Снизить значение хорды при сохранении оптимального шага решетки удастся за счет увеличения числа профилей в верхнем ярусе. Для обеспечения простоты конструкции число профилей в верхнем ярусе должно быть кратным числу в нижнем. Были рассмотрены два варианта: с

двумя и тремя профилями сверху. При использовании трех профилей линия разреза между рядом стоящими лопатками оказывается сложной, ломающейся формы (рис. 6), в то время как два профиля позволяют провести линию разделения по прямой. Из-за технологической простоты второй вариант (рис. 5) выбран основным.

Вильчатая рабочая лопатка крепится в роторе с помощью хвостовика елочного типа с переменной длиной в радиальном направлении, что обеспечивает, при трапецевидной форме в поперечном сечении, равнопрочность по всей высоте.

Хвостовик имеет шесть зубьев с торцевой заводкой в паз диска под углом по отношению к оси турбины, что увеличивает контактную площадь, тем самым снижая напряжения как в диске, так и в хвостовике. Вид сверху на двухъярусную лопатку изображен на рис. 7, из которого видно, что угол между центральной линией хвостовика и осью турбины составляет $\approx 25^\circ$, а линия контакта рядом стоящих лопаток по разделительной полке составляет $\approx 52^\circ$ с осью цилиндра.



Рис. 6. Двухъярусная лопатка с тремя профилями в верхнем ярусе

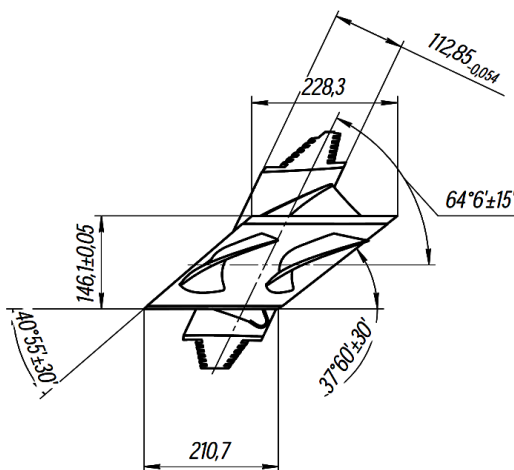


Рис. 7. Двухъярусная лопатка (вид сверху)

Поскольку для лопаток как нижнего, так и верхнего яруса параметр обратной веерности $\theta = d_{ср}/l < 10$, то для обеспечения оптимальных параметров (углов входа и выхода, шага и т.д.) по высоте канала лопатки необходимо закручивать. Общая длина двухъярусной лопатки в предпоследней

ступени равна 1155 мм, высота лопатки нижнего яруса по выходной кромке – 701 мм, а высота лопатки верхнего яруса – 434 мм. Прикорневая и периферийная хорда нижнего яруса равны 250 и 360 мм соответственно. Для профилей верхнего яруса хорда меняется не так сильно, значение в корне равно 130 мм, на периферии – 185 мм. Для наглядности на рис. 8 показано необандаженное рабочее колесо, составленное из вильчатых двухъярусных лопаток, а на рис. 9 – рабочее колесо с бандажом.

Аэродинамическая независимость ярусов друг от друга позволяет подобрать оптимальные параметры пера лопаток. Профилирование нижнего и верхнего ярусов проводилось по трем сечениям, которые для наглядности отображены на рис. 10, 11 соответственно. Верхний ярус проектируется с большей степенью реакции и при большем значении параметра u/c_{ϕ} , чем нижний. Распределение этих параметров по высоте решетки приведено на рис. 12, 13.

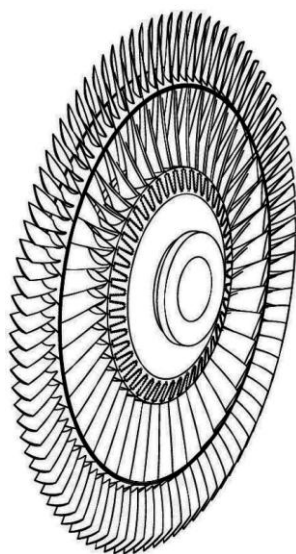


Рис. 8. Двухъярусное необандаженное рабочее колесо

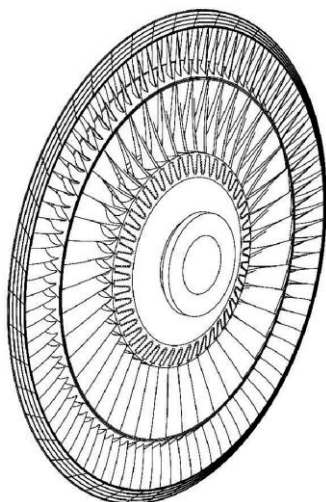


Рис. 9. Двухъярусное рабочее колесо с бандажом

Среднее значение u/c_{ϕ} для нижнего яруса равно 0,74, тогда как для верхнего – $u/c_{\phi} = 0,78$,

что укладывается в диапазон оптимальных значений u/c_{ϕ} для высокореактивных ступеней (0,6–0,78).

Результаты численного моделирования течения в двухъярусной лопатке показали высокую аэродинамическую совершенство полученных профилей. Коэффициенты профильных потерь равны 3,7 % для нижнего и 2,9 % для верхнего яруса. При учете всех дополнительных потерь, внутренний относительный КПД предпоследней ступени нижнего яруса составляет 87,6 %, а последней ступени верхнего яруса – 77 % (с учетом потерь с выходной скоростью).

Следовательно, вильчатая конструкция двухъярусной ступени при правильном профилировании имеет высокие значения эффективности, сопоставимые со значениями ступеней традиционных ЦНД.

Как было сказано выше, аэродинамическую эффективность двухъярусной рабочей лопатки необходимо согласовывать с ее прочностными характеристиками, обеспечивающими ее работоспособность. Обычно лопатки ступеней ЦНД большинства паровых турбин выполняют из хромистых нержавеющих сталей (12X13, 20X13).

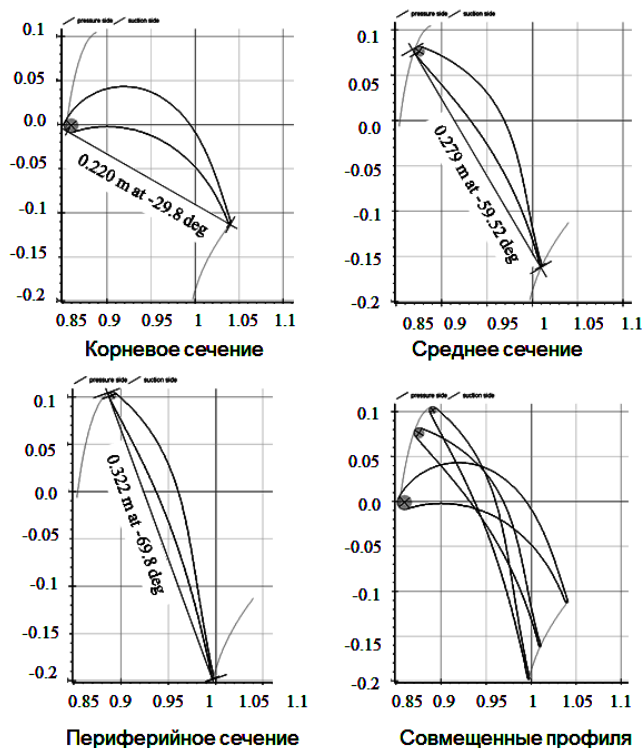


Рис. 10. Профили лопаток нижнего яруса

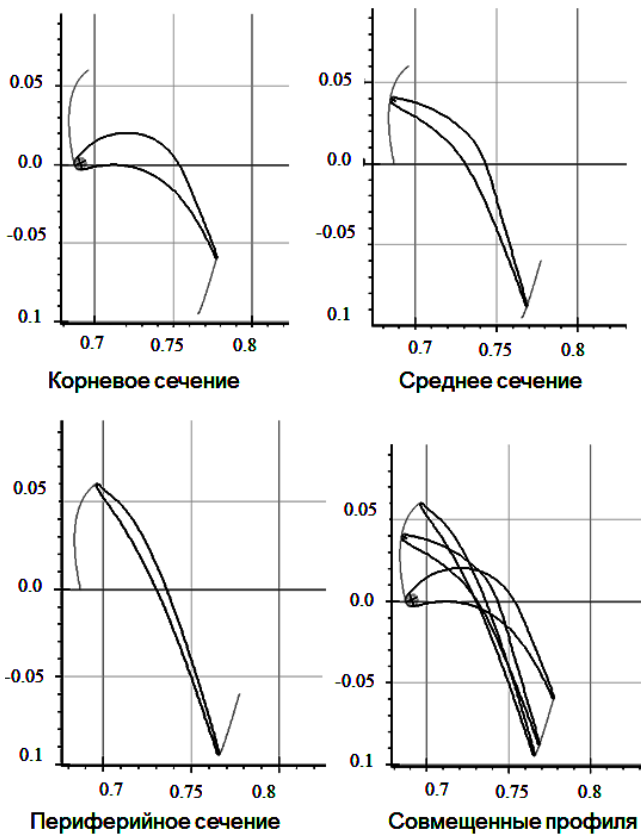


Рис. 11. Профили лопаток верхнего яруса

Расчеты в программном комплексе ANSYS, предназначенном для расчета металлоконструкций методом конечных элементов, показали, что при изготовлении двухъярусной лопатки самого нагруженного рабочего колеса (колеса предпоследней ступени) из нержавеющей стали 20Х13, предел прочности которой $\sigma_b = 710$ МПа, напряжения в опасных сечениях лопатки могут достигать 600–650 МПа.

Поэтому необходим переход на более легкий и вместе с тем прочный сплав, например титан. При изготовлении рабочего колеса из титана марки ВТ-6, предел прочности которого $\sigma_b = 1200$ МПа, напряжения в опасных зонах корневого сечения и межъярусной полки составляют всего 400–450 МПа, что обеспечивает почти трехкратный запас прочности.

Особое внимание при разработке конструкции двухъярусной лопатки было уделено оптимизации толщины межъярусной полки. С одной стороны, увеличение радиального размера перегородки повышает ее прочность, а с другой стороны, растет масса конструкции и увеличиваются напряжения в корневых сечениях лопаток. Как показали расчеты, оптимальная толщина полки составляет 20 мм. В таком случае напряжения в ней не превышают 400–600 МПа.

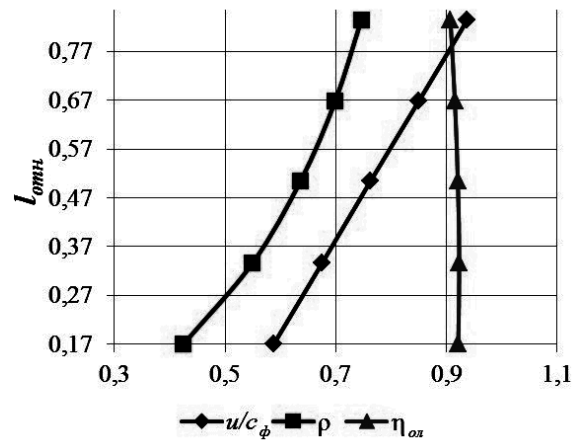


Рис. 12. Распределение u/c_{ϕ} , реактивности (ρ) и лопаточного КПД (η_{0a}) по высоте решетки нижнего яруса

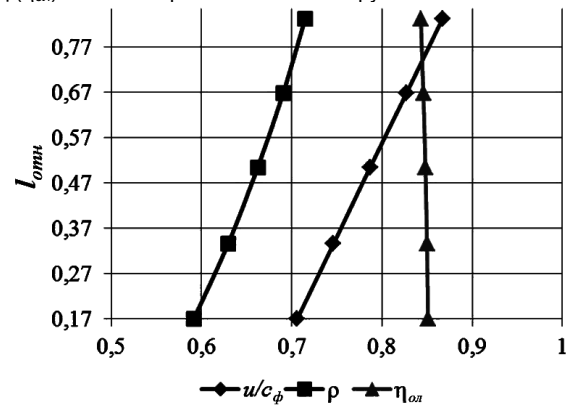


Рис. 13. Распределение u/c_{ϕ} , реактивности (ρ) и лопаточного КПД (η_{0a}) по высоте решетки верхнего яруса

Не стоит забывать, что надежность лопатки во многом определяет и вибрационное состояние, поэтому были проведены расчеты на определение ее собственных частот колебаний. Резонансные частоты двухъярусной рабочей лопатки показаны на Кемпбелл-диаграмме (рис. 14). Лучи ($k = 1, 2, 3, \dots$), выходящие из начала координат, представляют собой зависимость частот возмущающих сил от гармоник различной кратности. Абсциссы точек пересечения лучей с кривыми динамических частот соответствуют резонансным числам оборотов. Нормы необходимого запаса между рабочей и резонансной частотой для обеспечения надежной работы лопаток и фактический запас от резонансных частот различной кратности для данной лопатки представлены в табл. 1. Ближе всего к рабочей частоте лежит резонансное число оборотов третьей кратности, равное 46 Гц. Разница между рабочей и резонансной частотами оказывается не ниже необходимого запаса (см. табл. 1), следовательно, можно сделать вывод, что вибрационная надежность двухъярусной рабочей лопатки обеспечена на достаточном уровне.

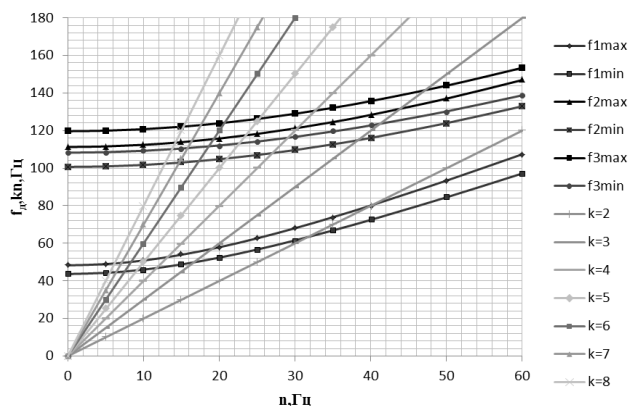


Рис. 14. Кемпбелл-диаграмма для двухъярусной рабочей лопатки предпоследней ступени: k – лучи, отображающие зависимость частот возмущающих сил от гармоник различной кратности; f – кривые динамических частот

Таблица 1. Сопоставление необходимого и фактического запаса по частотам собственных колебаний от частот возмущающих сил кратностью 2–6

Кратность k	2	3	4	5	6
Необходимый запас, %	10	7	6	5	4
Фактический запас, %	20	8	34	50	58

После конструктивной разработки новой вильчатой лопатки были рассмотрены вопросы, связанные с возможной технологией ее производства и оценкой ее себестоимости.

Производство лопатки начинается с создания заготовки. Возможны три метода ее получения: сортовой прокат, горячая объемная штамповка (ГОШ) и изотермическая штамповка. Каждый метод характеризуется двумя основными параметрами: коэффициентом используемого материала и точностью. Более высокие значения этих показателей характерны для изотермической штамповки и горячей объемной штамповки (трехмерная модель заготовки отображена на рис. 15).

Увеличение точности заготовки влечет за собой сокращение механической обработки, что нашло отражение в маршрутах обработки детали, показанных в табл. 2. Стоит отметить, что данные методы обработки не единственные возможные варианты.

В общем случае, при применении современного оборудования, первые два этапа обработки заготовки возможны на одном станке (многоцелевой станок с ЧПУ). Сложный профиль в таком случае получается путем взаимного перемещения инструмента и заготовки по рабочей программе.

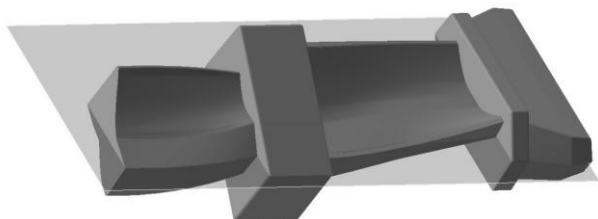


Рис. 15. Модель заготовки двухъярусной рабочей лопатки, полученной горячей объемной штамповкой, с плоскостью разреза

Таблица 2. Маршруты обработки детали в зависимости от вида заготовки

№	Маршрут 1	Маршрут 2	Маршрут 3
1	Прокат	ГОШ	Изотермическая штамповка
2	Обдирочное и черновое фрезерование	Черновое фрезерование	Предварительное и окончательное шлифование
3	Получистовое и чистовое фрезерование	Получистовое и чистовое фрезерование	Полирование
4	Предварительное и окончательное шлифование	Предварительное и окончательное шлифование	–
5	Полирование	Полирование	–

Чистовые и отделочные этапы шлифования и полирования упрощаются с применением систем ЧПУ, а также средств прямого контроля. В некоторых случаях для повышения точности и производительности имеет смысл спроектировать фасонный круг для врезного метода шлифования.

По предварительным оценкам (табл. 3), стоимость изготовления вильчатой лопатки ЦНД, в зависимости от заготовки, составляет от 470,5 тыс. до почти 3,7 млн руб (меньшая цифра соответствует большему количеству деталей в партии, а большая – изготовлению единичной детали). Следовательно, изготовление двухъярусной вильчатой лопатки возможно уже сейчас реализовать, используя известные методы производства, при приемлемых значениях стоимости.

Таким образом, после проведенных прочностных и аэродинамических трехмерных расчетов была разработана новая конструкция двухъярусной вильчатой лопатки, позволяющая обеспечить высокие показатели аэродинамической эффективности ступени, внутренний относительный КПД которой составляет 87,6 % для верхнего и 77 % для нижнего яруса с учетом всех потерь включая потери с выходной скоростью, что позволяет достигнуть интегрального КПД цилиндра низкого давления 87,1 %; при этом предлагаемая конструкция обеспечивает высокую степень надежности – коэффициент запаса прочности рабочей лопатки двухъярусной последней ступени превышает 2,8, что находится на уровне действующих норм.

Изготовление таких лопаток возможно за счет использования широко применяемых на сегодняшний день методов, при этом цена таких лопаток сильно зависит от серийности. Созданные на базе вильчатых лопаток двухъярусные ЦНД могут послужить разумной альтернативой ЦНД с последними лопатками большой длины.

Таблица 3. Предварительные оценки стоимости изготовления лопатки

Заготовка	Стоимость детали, \$	Стоимость рабочего колеса, \$
Прокат	33 562–47 000	1 510 290–2 115 000
ГОШ нормальной точности	11 686–16 400	525 852–738 000
Изотермическая штамповка	5 882–8 240	264 690–370 800

Заключение

В предложенной конструкции двухъярусной ступени формы и количество каналов каждого яруса формируются независимо друг от друга, что позволяет снизить потери от вверности в проточной части турбомашин.

Наибольшую сложность при изготовлении двухъярусных ступеней вызывает конструирование двухъярусной рабочей решетки. Предложен вариант изготовления рабочей лопатки такой решетки методом изотермической штамповки.

В результате аэродинамического проектирования создана методика профилирования двухъярусных лопаток и на примере проектирования последней ступени турбомашин с длинной лопатки, определено оптимальное количество лопаток верхнего яруса.

Проведенные прочностные расчеты (статические и динамические) показывают, что предложенная конструкция двухъярусной рабочей лопатки обеспечивает коэффициент запаса прочности более 2,8.

Произведенная оценка стоимости изготовления предложенной конструкции рабочей двухъярусной лопатки показывает, что наиболее целесообразным является изготовление по методу изотермической штамповки.

Список литературы

1. **Baumann K.** Semidouble-flow steam turbine. US Patent № 1405090, 1917.
2. **Chen H., Xue M.** Effect of geometry dimension on aerodynamic performance of low pressure exhaust hood for large capacity steam turbine with air-cooled condenser // *Power Engineering*. – 2003. – Vol. 23. – P. 2740.
3. **Cioffi D.H.** Increasing steam turbine capacity, Proceedings of the ASME Power Conference. – Baltimore, United States,

Седлов Анатолий Степанович,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
доктор технических наук, профессор кафедры тепловых электрических станций,
e-mail: garaniniv90@gmail.com

Зарянкин Аркадий Ефимович,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Андрей Николаевич Роголев,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
кандидат технических наук, доцент кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: r-andrey2007@yandex.ru

Григорьев Евгений Юрьевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»
кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Иван Владимирович Гаранин,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
аспирант, инженер кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: garaniniv90@gmail.com

Осипов Сергей Константинович,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
аспирант кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева, инженер кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: osipovsk@mail.ru

2004. DOI: 10.1115/POWER2004-52160

4. **Clark A.M.** Improvements in or relating to turbine blades. FR Patent № 189131, 1921.

5. **Gubran A.A., Sinha J.K.** Comparison between long and short blade vibration using shaft instantaneous angular speed in rotating machine // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – Dusseldorf, Germany, 2014. DOI: 10.1115/GT2014-25904

6. **Ways** toward updating the low-pressure cylinders for high-capacity turbines (a feasibility study) / L.Ya. Lazarev, V.S. Sokolov, V.A. Fadeev, V.V. Chizhov // *Power Technology and Engineering*. – 2002. – № 36. – P. 272–274. DOI: 10.1023/A:1021694202740

7. **Multidisciplinary** and multiobjective optimization design of long blade turbine stage / B. Li, L. Song, J. Li, Z. Feng // *Journal of Xi'an Jiaotong University*. – 2014. – № 48. – P. 1–6. DOI: 10.7652/xjtub201401001

8. **Study** on coupled vibration between long-blade bending and shafting torsion of steam turbine / F. Lü, Q. Wei, L. Lu, K. Lü, K. Wang Q., Sun, W. Li, X. Wang // *Journal of Chinese Society of Power Engineering*. – 2014. – № 34. – P. 443–449.

9. **McBean I., Havakechian S., Masserey P.** The development of long last stage steam turbine blades // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – Glasgow, United Kingdom, 2010. DOI: 10.1115/GT2010-22747

10. **Development** and verification of ultra-long-blade for next generation steam turbine / H. Ooyama, T. Miyawaki, K. Mori, T. Watanabe, Y. Hirakawa, T. Maruyama // Proceedings of the ASME Power Conference. – Denver, USA, 2011. DOI: 10.1115/POWER2011-55303

11. **Qi M., Yang J., Yang R., Yang H.** Investigation on loading pulsation of LP long blade stage in steam turbine // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – San Antonio, Texas, United States, 2013. DOI: 10.1115/GT2013-94652

12. **Schellens C.A.** Elastic-fluid turbine. US Patent № 1242246, 1917.

13. **Senoo S.** Development of design method for supersonic turbine aerofoils near the TIP of long blades in steam turbines. Part 1: Overall Configuration // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – Copenhagen, Denmark, 2012. DOI: 10.1115/GT2012-68218

14. Simulation of long blades and calculation of critical speeds of the steam turbine rotor by 3D finite element methods / C. Wang, Y. Wang, X. Xu, B. Li // *Power Engineering*. – 2007. – № 27. – P. 840–844.

15. Optimization design of typical blade profile of long blade in ultra-supercritical steam turbine / Q. Yang, W. Han, J. Huang, Y. Song // *Journal of Propulsion Technology*. – 2009. – № 30. – P. 14–317.