

УДК 621.165

Г.Г. Шпензер, А.В. Захаров, А.М. Тюхтяев

УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА В ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЯХ ЦИЛИНДРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

G.G. Shpenzer, A.V. Zakharov, A.M. Tyukhtyaev

STABILITY OF THE STEAM FLOW IN LPC LAST STAGES

Выполнен анализ устойчивости потока в последних ступенях на примере нескольких отсеков паровых турбин, обобщены результаты экспериментальных исследований. Проанализировано влияние различных факторов как источников возмущения основного потока приводящих к срывным режимам течения.

ПАРОВАЯ ТУРБИНА; ПОСЛЕДНЯЯ СТУПЕНЬ; ОТРЫВ ПОТОКА; КПД; УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА.

The article has examined an issue of flow stability at last stages of low pressure cylinders. The paper reviews experimental investigations of LPC last stages. Different factors, such as low specific mass flows, negative root reaction, number of stages, supersonic Mach number and others, which influence the flow stability and energy losses, have been analyzed. The article has considered important regularities, including stability zones, flow fluctuation and dynamic stress while changing the operational mode. In order to sort out these problems the authors have proposed the re-designed large diameter last stage, which consists of two sections. This approach will allow organizing the optimal structure of the flow and improve the efficiency of the last stage.

STEAM TURBINE; LAST STAGE; FLOW SEPARATION; EFFICIENCY; FLOW STABILITY.

Рост энергопотребления требует наращивания энергогенерирующих мощностей и определяет тенденцию развития турбостроения: особое внимание направлено на создание паровых турбин повышенной пропускной способности с высокими технико-экономическими показателями.

На основные технико-экономические характеристики мощной паротурбинной установки существенно влияет уровень совершенства цилиндров низкого давления (ЦНД). Если КПД цилиндров высокого и среднего давления достигают 90–94 %, то КПД ЦНД существенно ниже — около 85 %, а работа турбоагрегата на частичных нагрузках приводит к еще большему его снижению [1]. С увеличением единичной мощности турбины значительно повышается влияние ЦНД на суммарные технико-экономические показатели всей турбины. Повышение уровня экономичности и надежности ЦНД приводит к увеличению общей экономичности и надежности всего турбоагрегата.

В связи с этим разработка и исследование ЦНД повышенной пропускной способности — актуальная и практически важная задача. Создание последних ступеней ЦНД с рабочими лопатками предельной длины представляет собой сложную инженерную задачу, учитывающую весь комплекс условий, в которых они работают. Эти ступени отличаются сложностью конструктивного исполнения, характеризуются малым значением степени веерности d/l , резким раскрытием проточной части, закрученной формой рабочих лопаток. Такие ступени работают в условиях влажного пара, и их экономичность во многом зависит от потерь, вызванных присутствием влаги в потоке.

Сегодня существуют методы расчета и проектирования паровых турбин с использованием современных пакетов программ моделирования потока в проточных частях турбомашин, но нет обоснованной методики расчета потерь энергии во влажнопаровых ступенях. Подобное модели-

рование и газодинамические расчеты с достаточной степенью точности позволяют описывать процессы в области перегретого пара. Наличие влаги в потоке, процессы конденсации, пульсации параметров влажнопарового потока значительно искажают картину течения и определяют качественное различие процессов в перегретом и влажном паре [2]. Предложить и спроектировать высокоэкономичную влажнопаровую ступень возможно только на основе анализа экспериментальных данных, отражающих специфику влажного пара, в совокупности с теоретическими расчетами.

Цель нашей работы — изыскание перспективного направления повышения экономичности последних ступеней ЦНД за счет применения конструкции последней ступени с делением на ярусы. Решение обосновано необходимостью повышения устойчивости потока и устранения срывных явлений в последнем рабочем колесе предельной веерности, что позволит увеличить КПД ступени. Для подтверждения целесообразности предложенной конструкции в работе проанализировано влияние конкретных характеристик ступени на устойчивость потока, в том числе степени веерности d/l , формы меридиональных обводов, степени реактивности, а также определена их взаимосвязь.

Анализ расчетно-экспериментальных исследований

При исследовании последних отсеков ЦНД [3, 4] было выявлено, что определяющее влияние на устойчивость влажнопарового потока в них оказывают вызванные различными факторами пульсации потока, которые в значительной мере ухудшают устойчивое течение, увеличивают срывные зоны, в итоге приводя к снижению КПД

ступени. Вместе с тем было отмечено, что пульсации провоцируют рост динамических напряжений в рабочих лопатках последней ступени, что может привести к их поломкам. Надежность таких ступеней значительно снижается. Характер динамических напряжений в рабочих лопатках в широком диапазоне нагрузок представлен на рис. 1 [4].

Из графиков видно, что на определенных режимах по \overline{Gv} (относительный объемный пропуск пара) наблюдаются значительные пульсации параметров потока и соответствующий рост относительных динамических напряжений в рабочих лопатках.

Рассмотрим отсеки паровых турбин с позиции устойчивости потока и определим степень влияния различных факторов на экономичность последних ступеней. По методике расчета критических режимов работы ступени [5] были определены значения начала отрыва потока в корневой зоне ступени, что соответствует величине \overline{Gv}_{K2} , а также режим торможения \overline{Gv}_{K3} , при котором ступень перестает вырабатывать полезную мощность (см. таблицу).

Значение \overline{Gv}_{K2} определяет начало интенсивного отрыва потока в корневом сечении, но при этом в ступени не наблюдается существенных пульсаций и явно выраженного падения КПД. Она может надежно и экономично работать без ограничения длительности.

Значение \overline{Gv}_{K3} характеризует начало интенсивного перехода от турбинного режима к компрессорному, когда происходит отрыв потока не только от торцевой поверхности, но и от профиля лопаток. Развитие отрыва сопровождается насосным режимом работы ступени. В этой условной точке отрывная зона по высоте лопатки может достичь больших размеров. Будем

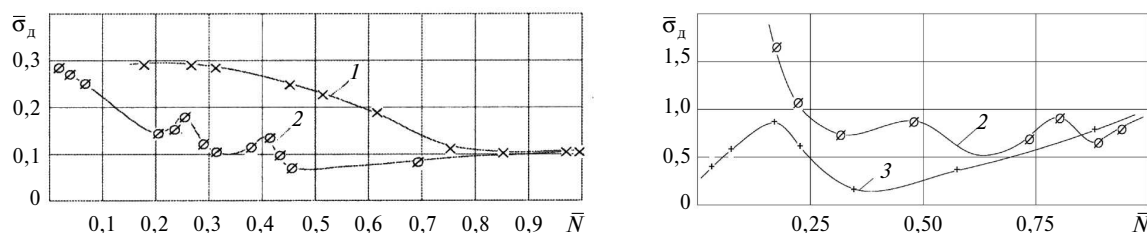


Рис. 1. Зависимость относительных динамических напряжений в рабочих лопатках последней ступени от нагрузки турбины: 1 — одиночная ступень ХПИ; 2 — ступень К-200В Skoda ($d/l = 2,9$); 3 — ступень KWU ($d/l = 2,83$)

Характеристики последних ступеней ЦНД

Номер отсека	Наименование турбины	Обозначение	$\overline{Gv_{K2}}$	$\overline{Gv_{K3}}$	z (число ступеней)	ρ'_T	d/l	η	Источник информации
1	К-300–240(М1:3)	T	0,33	0,28	2	0,02	2,58	0,69	6
2	К-200В Skoda	K	0,31	0,24	4	0,23	2,9	0,75	7
3	К-300 4-ая ступень	П	0,40	0,20	4	0,07	3,46	0,80	10
4	ПТ-60–130	H	0,50	0,24	4	0,05	3,07	0,80	11
5	К-500	□	0,60	0,27	5	0,125	2,86	0,76	8
6	К-200–130	□	0,66	0,25	4	–0,13	2,74	0,76	12
7	К-300–240 после модерн	∇	0,80	0,28	5	0,02	2,58	0,695	13
8	К-300–240 (М1:3)	∇	0,90	0,28	3	0,017	2,58	0,66	14
9	К-300–240 до модерн	⊙	1,07	0,29	5	0,02	2,58	0,60	2
10	ВК-100–5 после модерн	⊖	0,95	0,31	5	–0,175	2,77	0,63	15
11	ПВК-200	○	0,85	0,24	4	–0,13	2,74	0,78	11
12	К-160	∅	1,15	0,29	6	0,04	2,72	0,55	16
13	СВК-150 (М 1:3)	◇	0,70	0,34	3	0,05	3,01	0,80	17
14	К-200А Skoda	Φ	0,60	0,28	4	0,01	2,4	0,72	7

характеризовать эту «зону отрыва» (рис. 2) параметром $\bar{\ell}_{30} = \frac{\ell_{30}}{\ell_2}$, а область $1 - \bar{\ell}_{30}$ будем называть «зоной устойчивости потока», она находится на периферии рабочего колеса, и через нее протекает основная масса потока, в которой еще возможно измерить расходную составляющую

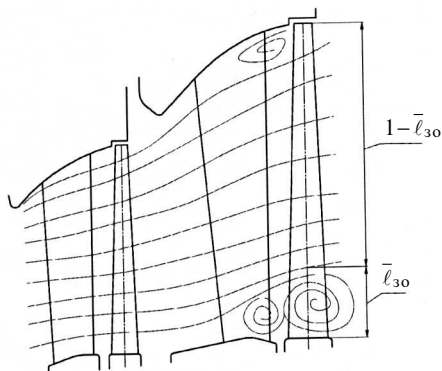


Рис. 2. Зона отрыва и зона устойчивости потока в последнем двухступенчатом отсеке ЦНД

щую скорости c_z (практически $\sim 0,1c_{z1}$, где c_{z1} — расчетная средняя скорость по всей высоте рабочей лопатки без учета отрыва потока). Развитие корневого отрыва сопровождается увеличением высоты $\bar{\ell}_{30}$, заполненной пульсирующими струями.

Устойчивая область $1 - \bar{\ell}_{30}$ тем больше, чем более совершенна не только последняя ступень, но и проточная часть ЦНД в целом. Сдвиг второй точки $\overline{Gv_{K2}}$ относительно третьей в сторону увеличения объемного расхода пара происходит под влиянием стимуляторов отрывов. Чем лучше последняя ступень противостоит возмущениям, порожденным в проточной части, тем меньше расстояние между указанными критическими точками [5]. Величина $\overline{Gv_{K3}}$ может быть уменьшена в основном за счет совершенства последней ступени.

Отсек 1 отличается от отсека 8 только числом ступеней (см. табл.). Переход от трех ступеней к двум приводит к резким изменениям структуры потока в области малых объемных расходов пара \overline{Gv} . Это существенно отражается на по-

ложении третьей критической точки $\overline{Gv_{K3}}$. В опытах в отсеке 8 начало отрыва потока в последней ступени $\overline{Gv_{K2}}$ возникало при $\overline{Gv} \approx 0,9$, а на режиме торможения $\overline{Gv_{K3}}$ периферийная зона устойчивого потока, пересекающего рабочее колесо, составляла $1 - \overline{\ell_{30}} \approx 0,57$. В корневой зоне наблюдалась малая расходная c_z и большая радиальная c_r , составляющие скорости срывного потока. Причем неорганизованное течение в рабочем колесе сопровождалось сильными пульсациями (как показывают исследования [6, 7], особенно у периферии ступени) и резким снижением КПД рабочего колеса. Устранение в трехступенчатом отсеке одной ступени коренным образом повлияло на структуру в последнем рабочем колесе. Причина перестройки потока объясняется прежде всего введением вместе с третьей ступенью дополнительных стимуляторов отрыва потока.

Отсек 1 характеризуется близостью критических точек $\overline{Gv_{K2}} = 0,33$ и $\overline{Gv_{K3}} = 0,28$. Зона отрыва ступени составляет $\overline{\ell_{30}} = 0,15$, т. е. устойчивая зона $1 - \overline{\ell_{30}} = 0,85$. С началом корневого отрыва при $\overline{Gv_{K2}} = 0,33$ последняя ступень еще имеет КПД около 50 %. При этом исследуемая ступень, испытанная изолированно (с подготовительной решеткой на входе и тем же углом раскрытия проточной части), имела КПД на 20 % ниже. Это увеличение потерь энергии произошло из-за того, что резкое снижение турбулентности набегающего потока привело к срыву ($\overline{\ell_{30}} = 0,45$), при этом усилились радиальные течения от корневого сечения к периферии, вызывающие подтормаживание рабочего колеса. Отметим также, что рассматриваемая ступень содержит характерные стимуляторы отрывов в виде изломов в меридиональном сечении у корня и периферии, а также имеет близкую к нулю степень реактивности у корня. Тем не менее в двухступенчатом отсеке устойчивость потока — удовлетворительна.

Отсеки 2, 3 и 4 — достаточно устойчивы. Для них характерны сравнительно малые значения начала отрыва $\overline{Gv_{K2}}$ и соответствующие им большие зоны устойчивости $1 - \overline{\ell_{30}}$. В этом случае даже повышенные пульсации не опасны для лопаток, поскольку малы действующие силы. Также у отсеков 2 и 3 сближены критические точки $\overline{Gv_{K2}}$ и $\overline{Gv_{K3}}$, что положительно влияет

на их работу. Увеличение степени реактивности в корневом сечении отсека 2 с $\rho'_T = 0,01$ (отсек 14) до $\rho'_T = 0,23$ расширило устойчивую зону $1 - \overline{\ell_{30}}$ с 0,6 до 0,85 и поджало поток к корневой ограничивающей поверхности. Одновременно КПД ступени повысился на 3 %. Отметим также повышенное значение степени веерности отсека 2 ($d/l = 2,9$) по сравнению с отсеком 14, где $d/l = 2,4$, что положительно отразилось на устойчивости ступени.

Начало отрыва потока в отсеке 5 возникает при $\overline{Gv_{K2}} = 0,6$, а режим торможения соответствует $\overline{Gv_{K3}} = 0,27$. В ступени наблюдались сильные пульсации давления $\overline{\Delta}$, которые достигали величины $\overline{\Delta} = 0,4$ при $\overline{Gv} \approx 0,2$ [8]. В аналогичных ступенях того же класса были отмечены значительно меньшие пульсации. Снижение устойчивости потока связано с наличием большой положительной перекрыши между направляющим аппаратом и рабочим колесом.

Степень веерности отсека 6 $d/l = 2,74$ достаточно велика для того, чтобы можно было достигнуть высоких показателей эффективности ступени. Все остальные показатели, кроме корневой степени реактивности ρ'_T , можно считать удовлетворительными. Наличие отрицательной степени реактивности ($\rho'_T = -13\%$) в сочетании с другими менее значимыми стимулами отрыва в проточной части привело к сравнительно раннему отрыву потока ($\overline{Gv_{K2}} = 0,66$).

В отсеке 7 начало отрыва возникает на режиме $\overline{Gv_{K2}} \approx 0,8$, несмотря на отработанную проточную часть ЦНД. Причинами столь раннего отрыва являются единственный резкий переход в корневой зоне, малое значение $d/l = 2,58$ и пять ступеней в отсеке ЦНД.

Ступени 9, 10, 11 и 12 имеют низкие показатели эффективности. Отрицательная или близкая к нулю степень реактивности в корневом сечении, изломы в проточной части, устаревшие профили лопаток являются основными стимуляторами отрывов потока в ступени.

Неблагоприятные показатели устойчивости ступени 13, несмотря на сравнительно высокую (относительно других ступеней) степень веерности $d/l = 3,0$ вызваны в основном низким числом Re и большим осевым зазором $\overline{\delta_{Z\alpha 2}}$ перед последней ступенью, что характерно для проточных частей со ступенью Баумана.

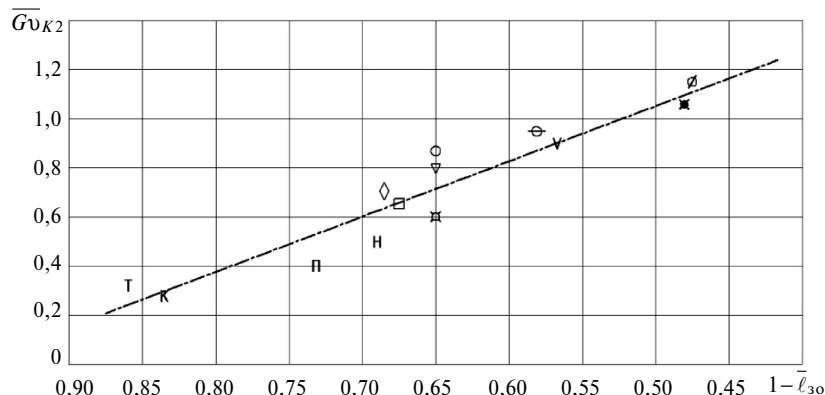


Рис. 3. Зависимость начала отрыва потока от устойчивой зоны ступени

Исходя из рассмотренных данных можно сделать вывод, что для расширения устойчивой области работы последней ступени необходимо соблюдать меры для организации безотрывного течения по всей проточной части, а именно: избегать больших углов раскрытия проточной части, наличия изломов и перекрыш, разрывов твердых ограничивающих поверхностей.

Из полученной зависимости на рис. 3 видно, что сравнительно малым числам Gv_{k2} соответствует большая устойчивая зона по высоте рабочего колеса, которая и составляет 0,83–0,87, что характерно для ступеней 1 и 2 с благоприятными показателями устойчивости. При смещении критической точки Gv_{k2} в сторону увеличения объемных расходов пара зона устойчивого потока $1-l_{30}$ уменьшается, а отрывная зона в рабочем колесе увеличивается. Следует обратить внимание на роль плотности пара

в пульсирующей отрывной зоне. Пропорционально этой плотности меняется масса колеблющегося столба пара, а соответственно, и частотные характеристики этой зоны.

На рис. 4 приведена зависимость эффективности последних ступеней ЦНД от коэффициента веерности, которая отражает тенденцию значительного снижения КПД ступени по мере увеличения веерности рабочего колеса в области $d/l < 3$. При одинаковом уровне перепада энтальпий на ступень в диапазоне $d/l = 2,4-3$ КПД ступени снижается на 6–7%. Ступени с относительно большими значениями d/l (больше 3) имеют высокие КПД, что является достаточным условием для их устойчивой работы. В ступенях предельной веерности ($d/l < 3$) заметную роль играют существующие в проточной части стимуляторы отрывов потока.

Таким образом, устранение стимуляторов отрывов потока позволит значительно повысить

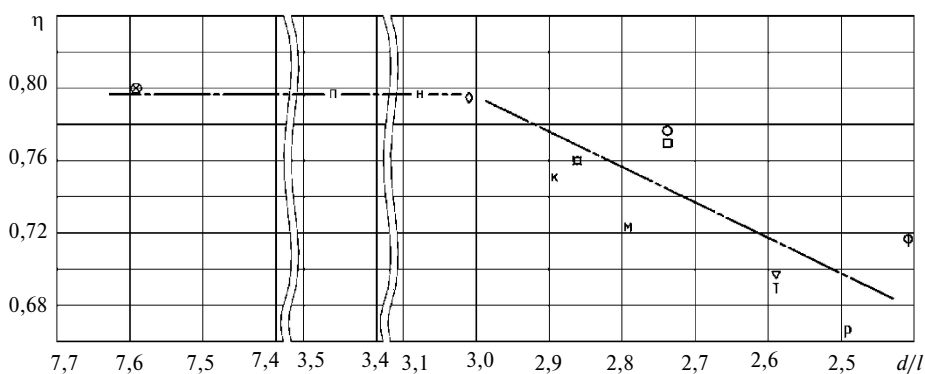


Рис. 4. Зависимость КПД последних ступеней от веерности рабочего колеса (⊗ — п/т К-200 (верхний ярус); м — п/т К-1000; р — п/т К-1200)



КПД последних ступеней. Снизить пульсации на входе в ступень возможно за счет оптимального меридионального профилирования (ограничение угла раскрытия проточной части на периферии и взаимосвязанных параметров ρ_T'' и M_{W2}''), а также раскрытия в корневую область ступени [6]. Применение закрутки потока за направляющим аппаратом, которая обеспечивает снижение градиента давления вдоль радиуса и соответствующее уменьшение M_{W2}'' , позволит частично компенсировать вредное влияние малого отношения d/l .

Предлагаемое техническое решение

Поскольку в области $d/l < 3$ потери энергии от веерности становятся значительными, следует искать принципиально новые конструктивные решения для последней ступени, устраняющие этот недостаток. В качестве примера возможной конструкции на рис. 5 представлена ступень с выделением корневого яруса. Следует отметить, что впервые целесообразность применения нижнего яруса была доказана исследованиями, выполненными под руководством профессора А.И. Кириллова на воздушном стенде. Исследования разделяющей поток полки на рабочей лопатке ступени показали хорошие результаты не только на номинальном режиме, но и на переменных режимах [9].

Представленная на рис. 5 конструкция может обеспечить необходимую устойчивость потока в последних ступенях мощных ЦНД, склонных к отрывным течениям. Преимущество такой конструкции — возможность использования нижнего яруса на уже отработанных и хорошо зарекомендовавших себя последних ступенях типа РЛ-1200. В случае увеличения единичной мощности турбины и дальнейшего увеличения длины последних рабочих лопаток до 1400 мм и более использование двухъярусной последней ступени открывает принципиально новые возможности по сравнению с традиционными методами проектирования. Введение яруса расширяет область устойчивости при работе на

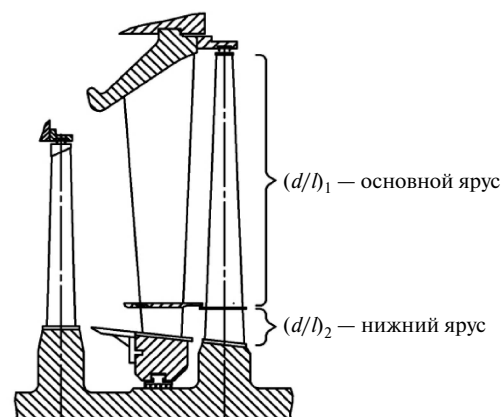


Рис. 5. Последняя ступень ЦНД с выделением корневого яруса

режимах малых \overline{Gv} за счет резкого увеличения отношений d/l верхнего и нижнего яруса. Чтобы получить высокий КПД основного яруса ступени, необходимо выбирать степень веерности на этом участке в пределах $(d/l)_1$ 2,8–3,0. Согласно рис. 4 ступень такого класса (К-200В Skoda) имеет КПД порядка 73–75%. В этом случае степень веерности нижнего яруса $(d/l)_2$ составит более $(d/l)_2 > 3$ и позволит получить КПД на уровне 80%. Таким образом, устранение всех стимуляторов отрывов потока в проточной части ЦНД и применение двухъярусной конструкции последней ступени позволят значительно повысить КПД ступени (на 4–5% и более) по сравнению с достигнутым на сегодняшний день (около 65–67% с РЛ-1200).

Полученные результаты позволяют при дальнейшем увеличении высот рабочих лопаток мощных паровых турбин, работающих в условиях возмущенных потоков влажного пара, повысить экономичность проточной части низкого давления за счет организации в ступени большой веерности нижнего яруса. Наличие яруса повышает устойчивость потока в последней ступени и увеличивает ее экономичность как на номинальном расчетном режиме, так и на переменных режимах работы ступени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996. 528 с.
2. Кириллов И.И., Шпензер Г.Г., Саркар С. Вынужденные колебания параметров потока в срывных

зонах сопла Лавала // Теплоэнергетика. 1983. №12. С. 60–62.

3. Захаров А.В., Шпензер Г.Г., Рассохин В.А. Устойчивость потока в рабочем колесе при различных

условиях на входе в ступень // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №3 (178). С. 28–30.

4. **Захаров А.В., Шпензер Г.Г., Тюхтяев А.М.** Устойчивость потока в последних ступенях низкого давления паровых турбин на переменных режимах // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. №1 (190). С. 70–73.

5. **Захаров А.В., Шпензер Г.Г.** Критические режимы работы последних ступеней мощных паровых турбин с лопатками предельной длины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №1(166). С. 41–44.

6. **Носовицкий А.И., Шпензер Г.Г.** Газодинамика влажнопаровых турбинных ступеней: Л.: Машиностроение, 1977. 184 с.

7. **Штясный М.** Исследование работы последней ступени паровой турбины при переменной нагрузке // Теплоэнергетика. 1976. №5. С. 83–86.

8. **Пономарев В.Н.** Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов от номинальной нагрузки до холостого хода: автореферат дис. ... докт. техн. наук. Харьков, 1977. 43 с.

9. **Pat. 1815339 СССР, F 01 D 25/24.** Проточная часть низкого давления турбины/ И.И. Кириллов, Г.Г. Шпензер. Оpubл. 15.05.1993. 3 с. ил.

10. **Лагун В.П., Симою Л.Л., Фрумкин Ю.З.** Газодинамические исследования проточной части низкого давления мощных паровых турбин. В кн.: Котель-

ные и турбинные установки энергетических блоков. М.: Энергия. 1971. С. 157–171.

11. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах М.: Энергоиздат, 1982. 496 с.

12. **Комаров Н.Ф., Ковецкий В.И., Рузанков В.Н.** Результаты тепловых испытаний К-200–130 ЛМЗ // Теплоэнергетика. 1965. №6. С. 61–66.

13. **Лагун В.П., Симою Л.Л.** Исследование и совершенствование проточной части низкого давления мощных паровых турбин. В кн.: Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 300 МВт. М.: Энергия, 1979. С. 325–340.

14. **Марков Н.М., Терентьев И.К., Егоров Б.В.** Экспериментальные исследования эффективности модели отсека низкого давления паровой турбины большой мощности // Труды ЦКТИ. 1966. Вып. 70. С. 40–46.

15. **Лагун В.П., Симою Л.Л.** Газодинамические исследования проточной части натурного ЦНД турбины ВК-100–5 до и после модернизации // Теплоэнергетика. 1967. №12. С. 17–24.

16. **Лагун, В.П.** Исследование экономичности ЦНД К-160–130 ХТГЗ / В.П. Лагун, Л.Л. Симою, Ю.З. Фрумкин // Теплоэнергетика. 1976. №5. С. 83–86.

17. **Лагун В.П., Симою Л.Л., Елизаров В.С.** Газодинамические исследования выхлопа со ступенью Баумана на экспериментальной турбине ЛМЗ // Теплоэнергетика. 1967. №10. С. 59–64.

REFERENCES

1. **Deych M.Ye.** Gazodinamika reshetok turbomashin. М.: Energoatomizdat, 1996. 528 s. (rus.)

2. **Kirillov I.I., Shpenzer G.G., Sarkar S.** Vynuzhdenyye kolebaniya parametrov potoka v sryvnykh zonakh sopla Lavalya. *Teploenergetika*. 1983. №12. S. 60–62. (rus.)

3. **Zakharov A.V., Shpenzer G.G., Rassokhin V.A.** Ustoychivost potoka v rabochem kolese pri razlichnykh usloviyakh na vkhode v stupen. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2013. №3 (178). S. 28–30. (rus.)

4. **Zakharov A.V., Shpenzer G.G., Tyukhtyayev A.M.** Ustoychivost potoka v poslednikh stupenyakh nizkogo davleniya parovykh turbin na peremennykh rezhimakh // *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2014. №1 (190). S. 70–73. (rus.)

5. **Zakharov A.V., Shpenzer G.G.** Kriticheskiye rezhimy raboty poslednikh stupeney moshchnykh parovykh turbin s lopatkami predelnoy dliny. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2013. №1 (166). S. 41–44. (rus.)

6. **Nosovitskiy A.I., Shpenzer G.G.** Gazodinamika vlazhnoparovykh turbinnykh stupeney: L.: Mashinostroyeniye, 1977. 184 s. (rus.)

7. **Shtyasnyy M.** Issledovaniye raboty posledney stupeni parovoy turbiny pri peremennoy nagruzke. *Teploenergetika*. 1976. №5. S. 83–86. (rus.)

8. **Ponomarev V.N.** Issledovaniye poslednikh stupeney moshchnykh parovykh turbin v diapazone rezhimov ot nominalnoy nagruzki do kholostogo khoda: avtoreferat dis. ... dokt. tekhn. nauk. Kharkov. 1977. 43 s. (rus.)

9. **Pat. 1815339 SSSR, F 01 D 25/24.** Protochnaya chast nizkogo davleniya turbiny/ I.I. Kirillov, G.G. Shpenzer. Opubl. 15.05.1993. 3 s. il. (rus.)

10. **Lagun V.P., Simoyu L.L., Frumkin Yu.Z.** Gazodinamicheskiye issledovaniya protochnoy chasti nizkogo davleniya moshchnykh parovykh turbin. *V kn.: Kotelnyye i turbinnyye ustanovki energeticheskikh blokov*. М.: Energiya, 1971. S. 157–171. (rus.)

11. **Samoylovich G.S., Troyanovskiy B.M.** Peremennyye i perekhodnyye rezhimy v parovykh turbinakh. М.: Energoizdat. 1982. 496 s. (rus.)

12. **Komarov, N.F., Kovetskiy V.I., Ruzankov V.N.** Rezultaty teplovykh ispytaniy K-200–130 LMZ // *Teploenergetika*. –1965. №6. S. 61–66. (rus.)

13. **Lagun V.P., Simoyu L.L.** Issledovaniye i sovershenstvovaniye protochnoy chasti nizkogo davleniya moshchnykh parovykh turbin. *V kn.: Kotelnyye i turbinnyye ustanovki energoblokov moshchnostyu 500 i 300 MVt*. М.: Energiya, 1979. S. 325–340. (rus.)



14. Markov N.M., Terentyev I.K., Yegorov B.V. Eksperimentalnyye issledovaniya effektivnosti modeli otseka nizkogo davleniya parovoy turbiny bolshoy moshchnosti. *Trudy TsKTI*. 1966. Вып. 70. S. 40–46. (rus.)

15. Lagun V.P., Simoyu L.L. Gazodinamicheskiye issledovaniya protochnoy chasti naturного TsND turbiny VK-100–5 do i posle modernizatsii. *Teploenergetika*. 1967. №12. S. 17–24. (rus.)

16. Lagun V.P., Simoyu L.L., Frumkin Yu.Z. Issledovaniye ekonomichnosti TsND K-160–130 KhTGZ. *Teploenergetika*. 1976. №5. S. 83–86. (rus.)

17. Lagun, V.P., Simoyu L.L., Yelizarov V.S. Gazodinamicheskiye issledovaniya vykhlopa so stupenyu Baumana na eksperimentalnoy turbine LMZ. *Teploenergetika*. 1967. №10. S. 59–64. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ШПЕНЗЕР Геннадий Григорьевич — кандидат технических наук доцент кафедры турбинных двигателей и установок СПбГПУ, Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: shpenzer.g@gmail.com

ЗАХАРОВ Александр Владимирович — инженер-конструктор ОАО «Силовые машины». 195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, 3А. E-mail: vobla777@mail.ru

ТЮХТЯЕВ Алексей Михайлович — аспирант кафедры турбинных двигателей и установок СПбГПУ, ОАО «Силовые машины». 195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, 3А. E-mail: Tyukhtyaev_AM@lmz.power-m.ru

AUTHORS

SHPENZER Gennadiy G. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: shpenzer.g@gmail.com

ZAKHAROV Aleksandr V. — OJSC «Power Machines». 3A, Vatutina str., St.Petersburg, Russia, 195009. E-mail: vobla777@mail.ru

TYUKHTYAEV Aleksandr M. —OJSC «Power Machines». 3A, Vatutina str., St.Petersburg, Russia, 195009. E-mail: Tyukhtyaev_AM@lmz.power-m.ru