

УДК 621.165

*Н.А. Забелин, Г.Л. Раков, А.А. Себелев,
Г.А. Фокин, И.С. Харисов*

ВЛИЯНИЕ УПЛОТНЕНИЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЛПИ

*N.A. Zabelin, G.L. Rakov, A.A. Sebelev,
G.A. Fokin, I.S. Kharisov*

RESEARCH OF INFLUENCE OF SEALING ON THE EFFICIENCY OF LOW FLOW RATE LPI TURBINE STAGES

На базе расчетов, выполненных в программном комплексе ANSYS CFX, рассмотрено влияние на эффективность малорасходных турбинных ступеней конструкции ЛПИ конструктивных элементов, призванных снизить утечки рабочего тела. Проанализированы механизмы утечек рабочего тела и дана их количественная оценка. Рассмотрено влияние на утечки типовых конструктивных элементов — бандажа рабочего колеса и разгрузочных отверстий. Даны рекомендации по совершенствованию конструкции уплотнений в проточных частях малорасходных турбинных ступеней.

МАЛОРАСХОДНЫЕ ТУРБОМАШИНЫ. МИКРОТУРБИНЫ. ТУРБИННЫЕ СТУПЕНИ КОНСТРУКЦИИ ЛПИ. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ГАЗОДИНАМИКА. ОПТИМИЗАЦИЯ.

In this article on the basis of the calculations performed in the software package ANSYS CFX influence of constructional parts, designed to reduce leakage of the working fluid, on the efficiency of low flow rate LPI turbine stages were considered. Mechanisms of leakage of the working fluid were analyzed and it's quantification were given. Effect of the typical constructional parts, such as turbine tip shroud and balance holes, on the leakage was considered. Recommendations for improving the design of seals in the wheel spaces of low flow rate turbine stages were formulated.

LOW FLOW RATE TURBINES. MICROTURBINES. LPI TURBINE STAGES. COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS. OPTIMIZATION.

Необходимость совершенствования технологий энергосбережения, в том числе за счет развития малой энергетики, очевидна, особенно в современных условиях, когда стремление к независимости потребителей электроэнергии от мощных энергетических систем стало экономически целесообразным в связи с разработкой современных высокоэффективных турбинных ступеней, новых конструктивных и технологических решений в области проектирования турбинных двигателей, высокооборотных вентиляльных генераторов, газодинамических лепестковых подшипников.

В научном мире малые энергетические установки с турбинным приводом мощностью до

нескольких сотен киловатт называют микро-турбинами. Основной тип микротурбин — малорасходные турбины (МРТ).

МРТ разрабатывались на основе опыта, накопленного при создании мощных энергетических ГТУ и ПТУ. Высокий уровень срабатываемых перепадов при относительно низких объемных расходах рабочего тела приводит к необходимости введения парциального впуска. Но это снижает эффективность ступени в прямой зависимости от снижения степени впуска. Необходимо отметить, что дополнительные потери от парциальности, вентиляционные, краевые и потери трения значительно ниже потерь, связанных со снижением высот и проходных сечений

лопаточного аппарата, что и обусловило широкое распространение парциальных МРТ. Один из вариантов классической сверхзвуковой активной ступени МРТ и — для сравнения — ступень конструкции Ленинградского политехнического института (ЛПИ) представлены на рис. 1.

В семидесятые годы прошлого века профессор И.И. Кириллов определил новое направление в развитии ступеней МРТ — ступени ЛПИ. Разработка и исследование высокоэффективных ступеней осуществлены под руководством профессора В.А. Рассохина [1]. Отличительными чертами ступеней такого класса являются малые углы α_1 выхода потока из соплового аппарата, малые углы β_1 входа в рабочее колесо, большие углы Ω поворота потока в рабочем колесе, большой относительный шаг сопловых и рабочих лопаток t/b , трансзвуковые и сверхзвуковые скорости в сопловом аппарате и рабочем колесе.

Поскольку такая ступень способна переработать значительный перепад энтальпий (до 330 кДж/кг и выше), то общее количество ступеней в проектируемой установке снижается, что в сочетании с высокой частотой вращения ротора позволяет добиваться уникальных массогабаритных характеристик.

Работы по совершенствованию проточных частей МРТ велись постоянно. Однако детальное изучение сложных физических явлений, происходящих в проточной части МРТ, было существенно ограничено невозможностью траверсирования потока в расчетных сечениях ступеней, что является основным методом изучения проточных частей классических ступеней. Последнее обстоятельство есть следствие сопоставимости характерных размеров проточной части и размеров приемных частей зондов. Основными методами физических экспериментов для исследования МРТ были интегральные методы оценки основных показателей эффективности

ступеней, предоставляющие только количественные характеристики и не раскрывающие существа процессов, происходящих в проточной части ступени.

Аналитическое описание пространственной структуры потока в МРТ — сложная и малоизученная в турбостроении задача [2]. Современные программные комплексы расширяют возможности изучения физических явлений, происходящих в отдельных элементах МРТ, с учетом их взаимного влияния. Среди таких программных пакетов наиболее часто применяются Fluent, ANSYS CFX, Star CD, Numeca FineTurbo и т. д. Ряд программных пакетов позиционируются разработчиками как наиболее применительные к задачам турбостроения. Среди таких программных комплексов — ANSYS CFX, инструментарий которого был использован в настоящей работе для исследования процессов в ступенях МРТ.

При разработке методики численного эксперимента для конкретного класса задач встает ряд методических вопросов, требующих предварительного анализа с целью обеспечения физичности получаемых результатов [3]. В самом общем случае это, во-первых, выбор постановки задачи и, во-вторых, выбор степени дискретизации расчетной области.

Если не ставить задачи разрешения особенностей течения кромочных следов в проточных частях, то для моделирования процессов течения в венцах турбомашин достаточно стационарного подхода. Тем не менее особую роль в процессе течения рабочего тела в проточных частях турбомашин играет нестационарный процесс взаимодействия неподвижных сопловых и вращающихся рабочих венцов. Неучет этого процесса при стационарной постановке задачи моделирования процесса течения в турбинной ступени ведет к ощутимому завышению эффективности исследуемой ступени [4]. Тем не менее

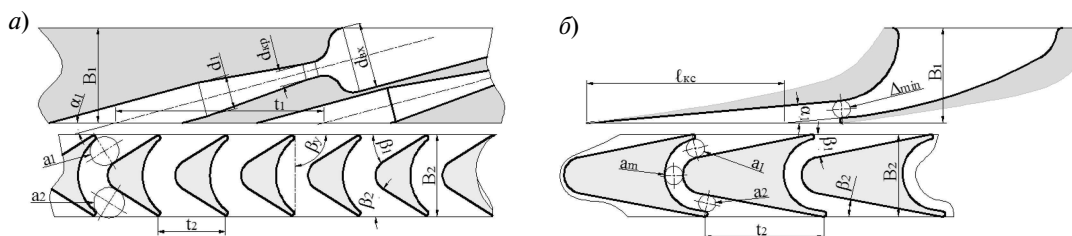


Рис. 1. Классическая сверхзвуковая активная ступень с парциальным подводом рабочего тела (а) и ступень конструкции ЛПИ (б)

при постановке сравнительного эксперимента для ряда моделей без привязки к абсолютной величине эффективности допустимо использовать стационарный подход, чтобы выявить эффективность проводимых мероприятий, направленных на совершенствование исследуемых ступеней.

При моделировании процессов в турбомашинах отдельное внимание уделяется процессу перехода рабочего тела из неподвижной области соплового аппарата (СА) (рис. 2) во вращающуюся область рабочего колеса (РК) (рис. 3). Учитывая высокую степень окружной и радиальной неравномерности потока на выходе из соплового аппарата и сверхзвуковые скорости течения рабочего тела в пространстве осевого зазора, присущие ступеням МРТ конструкции ЛПИ, для исследования процессов в этих ступенях был принят подход Frozen rotor с расчетом четырех характерных положений РК относительно СА. Шаг этих положений выбирается исходя из того, что периодичность процессов, происходящих в малоразмерных турбомашинах, в которых преобладает струйное сверхзвуковое течение, определяется шагом рабочих лопаток [5].

На практике во избежание решения полной по окружности задачи применяется секторное моделирование. При этом важно помнить, что искажение полей скорости будет тем больше, чем выше несоответствие площадей поверхностей перехода из неподвижной области во вращающуюся. Как правило, допускается соотношение площадей поверхностей перехода не менее 0,85.

Следующий важный этап при разработке методики численного эксперимента — выбор модели турбулентности. Здесь следует опираться на опыт апробации различных моделей турбулентности для различных классов задач [6–8]. В инженерной практике при расчете течения

в проточных частях турбомашин хорошие результаты показала модель турбулентности SST [4]; именно она и использовалась в настоящей работе.

Наконец, последний этап при разработке методики численного эксперимента для конкретного класса задач — исследование вопроса дискретизации расчетной области. Этот вопрос важен как в плане согласования расчетной конечно-элементной модели с выбранной моделью турбулентности, так и с позиции получения сеточнонезависимого решения. В работе [4] показано, что удовлетворяющей инженерным расчетам точности можно добиться, используя умеренное сеточное разрешение: применяя высокорейнольдсовую версию модели турбулентности SST и сеточное разрешение, обеспечивающее значение безразмерной пристенной координаты в пределах $30 < y^+ < 300$. Сеточная независимость решения при этом исследовалась отдельно. Было установлено, что для инженерных расчетов размерность расчетных сеток должна составлять не менее 1 млн узлов для области одного сегмента соплового аппарата и не менее 900 тыс. узлов для области одного сегмента рабочего колеса.

Исследования структуры потока в ступени конструкции ЛПИ численными методами изложены в работе [9]. В этой работе исследовалась базовая ступень микротурбодетандерного генератора МДГ-20 диаметром 126 мм с углом выхода из СА $\alpha_1 = 5^\circ$, углом входа в РК $\beta_1 = 10,5^\circ$. Ступень выполнена без бандаж, степень парциальности — $\varepsilon = 0,612$, осевой зазор — $\Delta_{oz} = 3$ мм, проектная внутренняя мощность — 26 кВт (модель 605).

В работе [9] определено существенное влияние на эффективность ступени утечек рабочего тела через радиальный зазор и потерь

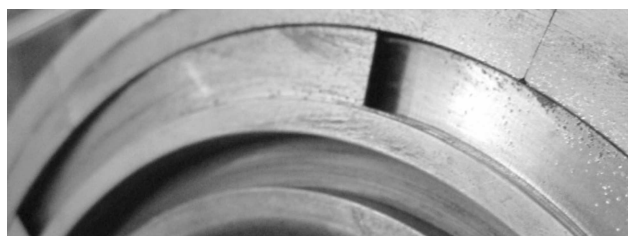


Рис. 2. Сопловой аппарат [9]



Рис. 3. Лопатки рабочего колеса [9]

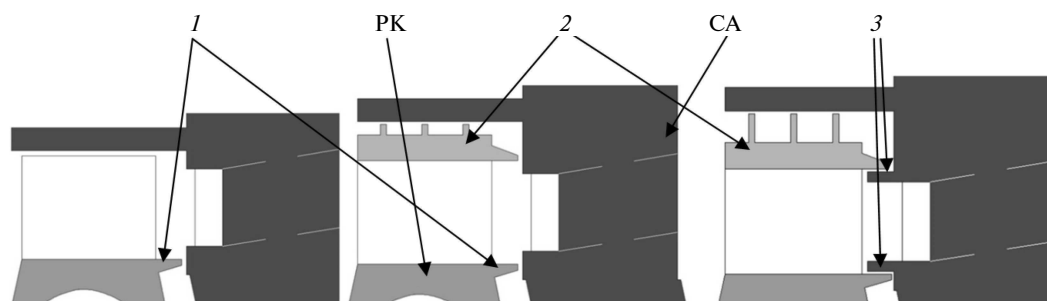


Рис. 4. Конструктивное исполнение проточной части в исследуемых моделях (слева направо: 605N, 603B, 903B3):

1 — усик корневого уплотнения; 2 — бандаж РК; 3 — безлопаточная часть СА

кинетической энергии рабочего тела в процессе эжекции пассивного газа из осевого зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом в корневой части ступени.

Указанные факторы снижают КПД η_v и классических ступеней. Для МРТ их влияние существенно возрастает с уменьшением угла α_1 выхода потока из соплового аппарата.

Утечка рабочего тела через радиальный зазор приводит к следующим последствиям. Во-первых, к уменьшению расхода активной части рабочего тела в межлопаточных каналах рабочего колеса, при этом мощность ступени снижается прямо пропорционально уменьшению расхода рабочего тела. Во-вторых, к повышению статического давления за ступенью, что влечет за собой уменьшение располагаемого перепада на ступень. В совокупности оба фактора уменьшают эффективность турбинной ступени.

Эжекция пассивной среды осевого зазора из придисковой области перед РК вследствие малой реактивности в корневых сечениях РК приводит к образованию мощных паразитных вихревых структур в этой зоне. Следствием этого является малая загруженность проходных сечений РК, до половины высоты лопатки заполняемых пассивной средой в корневой области, и дополнительные потери кинетической энергии активного рабочего тела, связанные с диссипацией кинетической энергии в процессе эжекции пассивной среды осевого зазора.

В работе [9] представлены расчеты ступеней ЛПИ и анализ влияния радиального зазора (Δr), наличия бандажа рабочего колеса и конструкции уплотнения радиального зазора. Другой важный конструктивный фактор, влияющий на эффективность ступени, — это разгрузочные

отверстия, способствующие постоянному обновлению массы пассивной среды в рассматриваемом осевом зазоре.

Для выяснения влияния конструктивных элементов проточной части на эффективность ступени исследуются следующие модели турбинных ступеней с постоянным средним диаметром 126 мм (рис. 4 и табл. 1):

турбинная ступень МДГ-20 с натурным СА (6 сопел) без разгрузочных отверстий (модель 605N) с рабочим колесом без бандажа;

турбинная ступень МДГ-20 с разгрузочными отверстиями (модель 603B) с бандажом;

турбинная ступень МДГ-20 без разгрузочных отверстий (модель 603BN) с бандажом;

турбинная ступень МДГ-20 с увеличенным расходом с разгрузочными отверстиями (модель 903B3) и с бандажом.

Таблица 1

Характеристики уплотнений в исследуемых моделях

Модель	Корневое уплотнение	Периферийное уплотнение
605N	Открытый осевой зазор 0,5 мм	Нет; радиальный зазор 0,5 мм
603B		Открытый осевой зазор 0,5 мм; радиальный зазор над гребнями бандажа 0,3 мм
603BN		
903B3	Закрытый осевой зазор 0,5 мм	Закрытый осевой зазор 0,5 мм; радиальный зазор над гребнями бандажа 0,3 мм

Модель 605*N* аналогична соответствующей модели 605, рассмотренной в работе [9]; отличие состоит в отсутствии разгрузочных отверстий в рабочем колесе новой ступени.

Анализ влияния разгрузочных отверстий на эффективность ступени

Результаты расчетов интегральных величин для рассмотренных моделей представлены в табл. 2. На рис. 5 приведены гистограммы КПД ступеней и осевого усилия; на них также нанесены результаты, полученные в [9].

Представленные результаты подтверждают вывод работы [9] о безусловной необходимости

выполнения рабочего колеса с уплотнением радиального зазора, т. е. с бандажом.

В рамках настоящего исследования стали также очевидны преимущества выполнения рабочего колеса ступени с бандажом и уплотнением радиального зазора. В моделях без бандажного уплотнения отсутствие разгрузочных отверстий РК привело к увеличению внутреннего коэффициента полезного действия $\Delta\eta_v$ на 0,8 %, а осевого усилия ΔF_z на 7,96 кг.

Для ступеней с бандажом: $\Delta\eta_v = 2,6$ %; $\Delta F_z = 9$ кг. Утечка рабочего тела через радиальный зазор G_{yt}/G для ступеней с бандажом сократилась на 2,77 %. Для ступеней без бандажного

Таблица 2

Интегральные характеристики сопоставляемых ступеней.

Название параметра, ед. изм.	Значения параметра для разных моделей			
	Модель 605 [9]	Модель 605 <i>N</i>	Модель 603 <i>B</i>	Модель 603 <i>BN</i>
T_0 , К	327,4	327,4	327,4	327,4
T_0^* , К	327,4	327,4	327,4	327,4
p_0 , МПа	1,5	1,5	1,5	1,5
p_0^* , МПа	1,5	1,5	1,5	1,5
T_2 , К	288,7	289	287,8	287
T_2^* , К	302,9	302,0	292,5	291,6
p_2 , МПа	0,600	0,6	0,600	0,6
p_2^* , МПа	0,78	0,77	0,65	0,65
π_T	2,29	2,29	2,29	2,29
G , кг/с	0,319	0,319	0,319	0,319
H_0 , кДж/кг	142,35	142,6	142,50	142,6
H_0^* , кДж/кг	110,85	112	132,30	132
H_u , кДж/кг	49,27	52,66	62,99	71,25
η_B	0,338	0,346	0,439	0,465
η_u	0,346	0,369	0,442	0,500
η_u^*	0,444	0,470	0,476	0,540
N , кВт	15,37	15,76	19,98	21,13
F_z , кг	−2,04	−10,00	−6,00	−15,00
G_{yt}/G , %	—	—	15,62	12,85

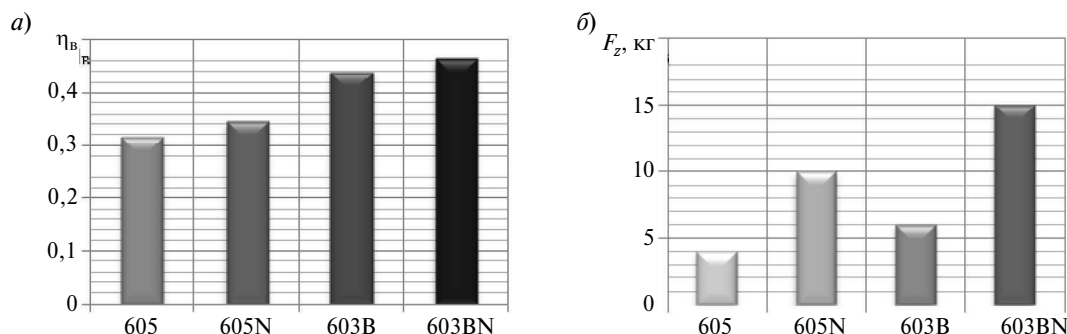


Рис. 5. Гистограммы коэффициента полезного действия (а) и осевого усилия (б)

количественная оценка расхода рабочего тела, проходящего через сечения радиального зазора, перпендикулярные оси Z , представлена на рис. 6.

Характер изменения расхода по сечениям радиального зазора свидетельствует о равенстве расходов рабочего тела в первых по потоку сечениях и снижении расходов в модели 605N по сравнению с моделью 605 [9]. Расходы увеличиваются до сечения с максимальным расходом и далее уменьшаются; аналогичным образом изменяется и разница относительных расходов.

Наличие максимума в районе 1/3 ширины лопаток рабочего колеса B_2 , вполне вероятно, характеризует зону второго отражения струй соплового аппарата от периферии, после чего (рис. 7) поток заполняет проходные сечения лопаток РК. Положение максимума расхода соответствует положению максимума модели 605 [9].

Программная визуализация линий тока в радиальном зазоре над бандажом представлена на рис. 8. Порядок расположения рабочих колес — слева направо в соответствии с табл. 2.

Интенсивность заполнения линиями тока радиального зазора в разных моделях свидетель-

ствует о положительном влиянии отсутствия разгрузочных отверстий на расходные характеристики.

Линии тока на входе в проточную часть рабочего колеса представлены на рис. 9; порядок расположения здесь рабочих колес — слева направо в соответствии с табл. 2, аналогично рис. 8.

На рисунках видно снижение интенсивности корневого вихря пассивного газа и увеличение наполняемости проходных сечений рабочим телом для ступеней без разгрузочных отверстий.

Анализ влияния безлопаточной части соплового аппарата на эффективность ступени

Анализ работы [9] свидетельствует о необходимости уменьшения потерь рабочего тела через радиальный зазор и снижения интенсивности вихревых структур в корневых сечениях соплового аппарата и рабочего колеса. Одним из возможных вариантов решения задачи представляется безлопаточный сопловый аппарат на выходе из основного СА, представленный на рис. 4 (модель 903B3).

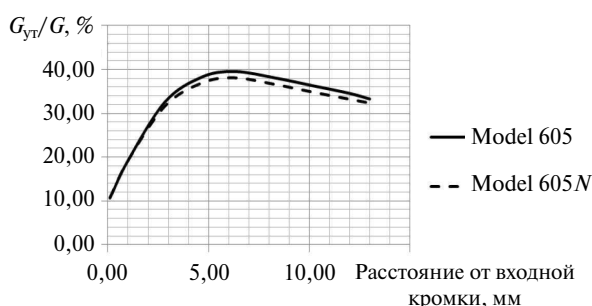


Рис. 6. Относительный расход рабочего тела через сечения радиального зазора



Рис. 7. Линии тока на вогнутой поверхности лопатки РК [9]

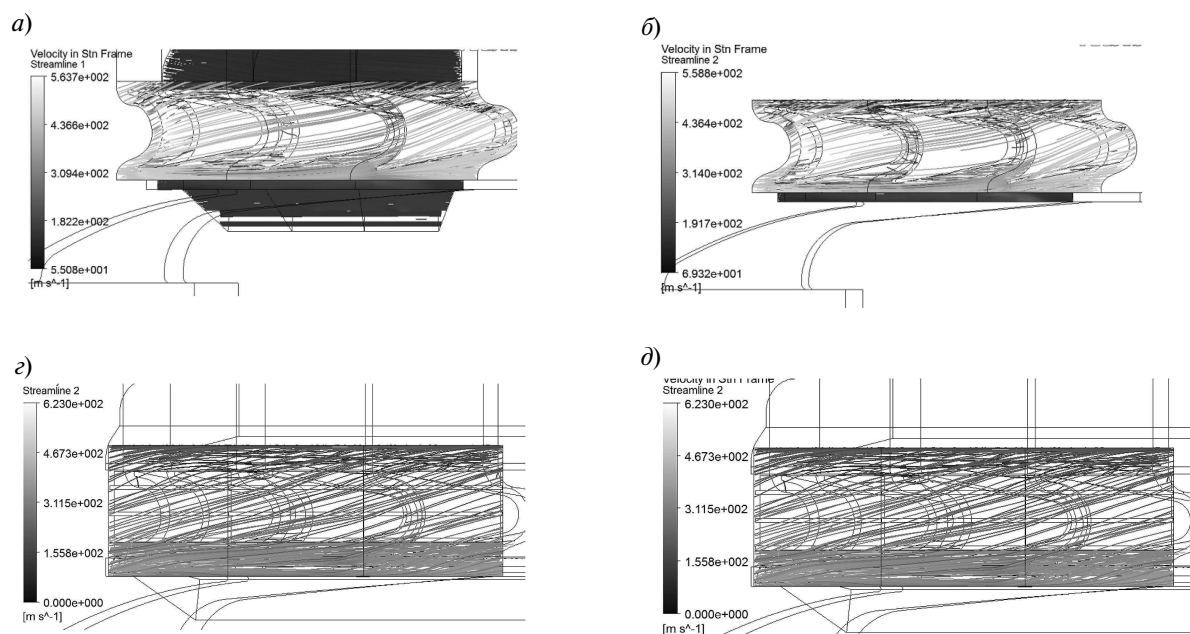


Рис. 8. Линии тока над бандажом в исследованных моделях (модели слева направо: 605(*a*), 605*N*(*б*), 603*B*(*в*), 603*BN*(*д*))

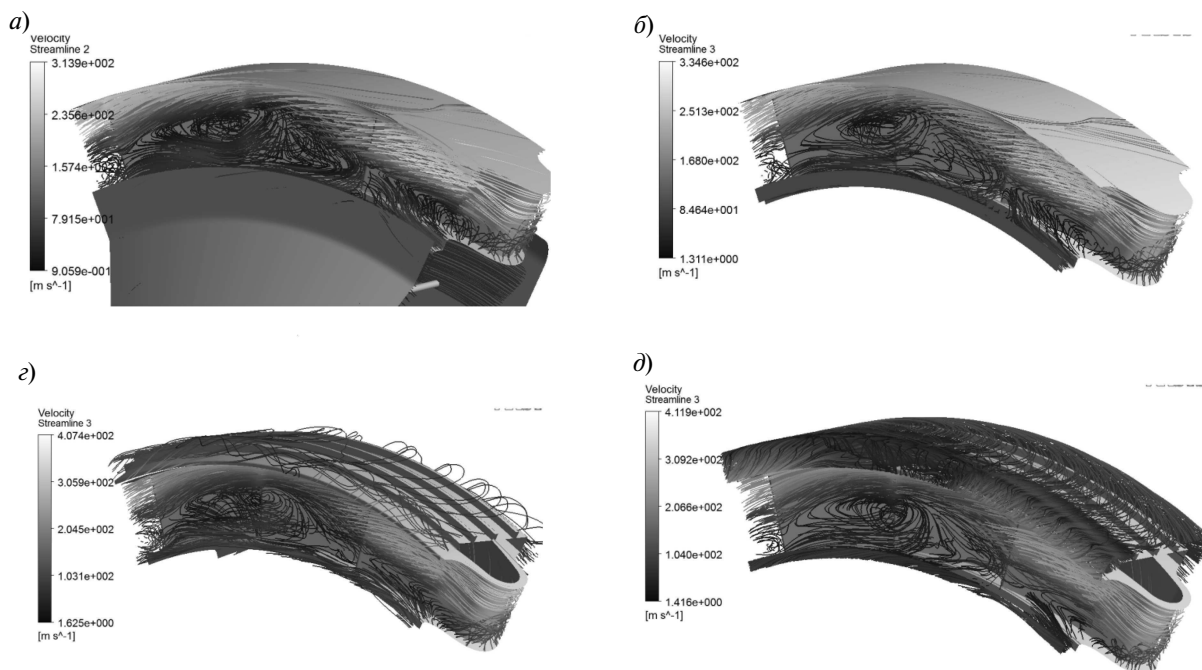


Рис. 9. Линии тока на входе в проточную часть рабочего колеса (модели слева направо: 605(*a*), 605*N*(*б*), 603*B*(*в*), 603*BN*(*д*))

Модель 903ВЗ аналогична модели 903В1 [9]; в ней реализована безлопаточная часть за косым срезом соплового аппарата. Диаметры корневой и периферийной поверхностей равны соответствующим диаметрам косого среза. Наличие безлопаточной части позволяет выполнить осевой зазор закрытым, т. е. увеличить гидравлическое сопротивление потокам утечки рабочего тела и эжекции пассивного газа осевого зазора. Безлопаточные сопловые аппараты широко применяются в турбинных ступенях.

Произведем сравнение модели 903ВЗ с ее аналогом 903В1, рассмотренным в работе [9]. Результаты расчетов сведены в табл. 3 и отражены также на рис. 10.

Анализ результатов расчетов показывает отсутствие преимуществ модели 903ВЗ по внутреннему коэффициенту полезного действия η_v . Примечательно увеличение осевого усилия F_z , свидетельствующее об уменьшении потерь кинетической энергии рабочего тела на эжекцию пассивного газа. Расчеты демонстрируют снижение утечек рабочего тела на 3,08 %.

В работе [9] при сравнении моделей 905 и 903 показано, что снижение расхода утечки на 14 % привело к увеличению КПД на 4,2 %; следовательно, в нашем случае можно ожидать повышение η_v . Однако даже при наличии некоторого положительного эффекта от применения безлопаточной части соплового аппарата увеличения эффективности ступени не наблюдается.

Воспользуемся визуализацией CFX для выявления источников повышенных потерь кинетической энергии рабочего тела. С этой целью проанализируем представленные на рис. 11 планы скоростей в косом срезе сопел сопловых аппаратов исследуемых моделей.

На рис. 11 видно, что модель 903ВЗ имеет более заполненные проходные сечения. Угол отклонения потока в данном случае можно оценить по месту выхода кромочного следа из СА. На планах *a* кромочный след наблюдается еще на четвертом по ходу движения рабочего тела, на планах *б* на четвертом плане его уже нет. Учитывая, что ширина косого среза в месте четвертого плана у модели 903ВЗ больше, отклонение угла выхода потока из соплового аппарата от геометрического угла α_1 выше, чем у модели 903В1. Последнее обстоятельство в совокупности с увеличенной поверхностью трения в косом

Таблица 3

Интегральные характеристики сопоставляемых ступеней

Название параметра и ед. изм.	Значение параметра	
	Модель 903В1 [9]	Модель 903ВЗ
T_0 , К	327,4	327,4
T_0^* , К	327,4	327,4
p_0 , МПа	1,5	1,5
p_0^* , МПа	1,5	1,5
T_2 , К	284,4	284,8
T_2^* , К	287,3	287,2
p_2 , МПа	0,610	0,609
p_2^* , МПа	0,64	0,64
π_T	2,25	2,26
G , кг/с	0,531	0,531
H_0 , кДж/кг	140,8	141,02
H_0^* , кДж/кг	134,6	135,92
H_u , кДж/кг	82,13	81,95
η_v	0,573	0,573
η_u	0,583	0,581
η_u^*	0,610	0,603
N , кВт	42,87	42,91
F_z , кг	–99,34	–104,47
G_{yt}/G , %	12,27	9,19

срезе за счет увеличения корневой и периферийной поверхностей в модели 903ВЗ исключили возможность повышения эффективности ступени за счет введения безлопаточной части соплового аппарата.

Анализ полученных результатов по всем моделям позволяет сделать следующие выводы:

1. На эффективность ступени оказывает существенное влияние величина надбандажной утечки рабочего тела и потери кинетической энергии рабочего тела на эжекцию пассивного газа в корне рабочих лопаток.

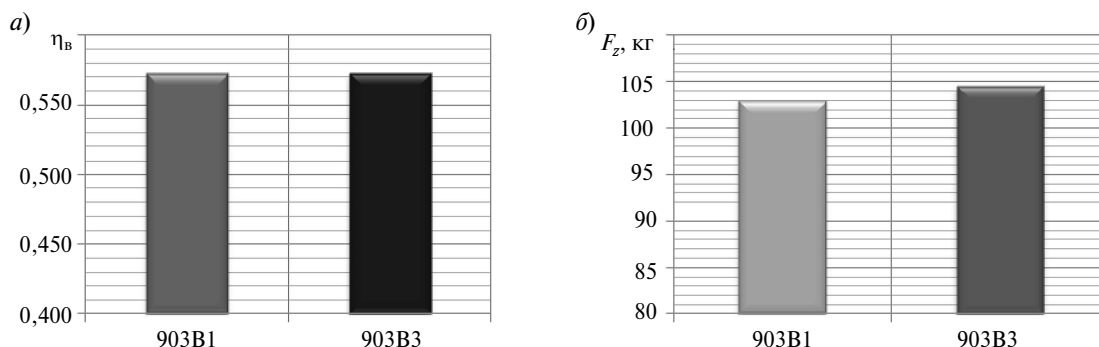


Рис. 10. Гистограммы коэффициента полезного действия (а) и осевого усилия (б)

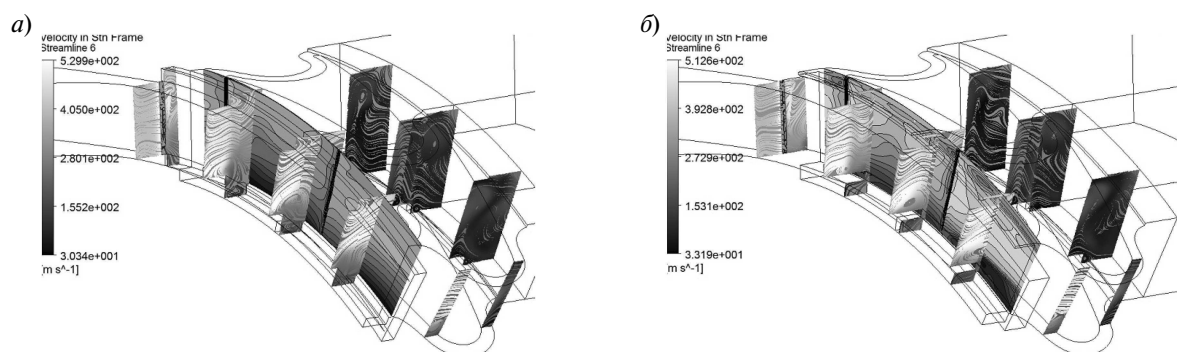


Рис. 11. Планы скоростей в косом срезе сопел: а — модель 903В1, б — модель 903В3

2. Отсутствие разгрузочных отверстий в исследованных ступенях не приводит к существенному росту осевого усилия, однако позволяет ощутимо повысить эффективность ступени.

3. Закрытый осевой зазор позволяет снизить величину протечек рабочего тела, однако увеличение поверхностей трения в сопловом аппарате сводит на нет преимущества закрытого осевого зазора перед открытым.

4. Доработка бандажного уплотнения без соответствующей доработки корневого уплотнения может привести к росту осевого усилия.

В заключение необходимо отметить, что бандажные и корневые уплотнения традиционных конструкций в ступенях ЛПИ неспособны обеспечить минимальные утечки рабочего тела через радиальный зазор и потери кинетической энергии на эжекцию пассивного газа осевого зазора. Причиной этого являются малые углы и струйность течения рабочего тела в осевом зазоре ступени. Пути дальнейшего повышения эффективности ступеней такого класса связаны с разработкой новых конструкций корневых и периферийных уплотнений. В настоящее время эти работы ведутся на кафедре ТГиАД СПбГПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рассохин, В.А.** Турбины конструкции ЛПИ: Преимущества, характеристики, опыт разработки и применение [Текст] / В.А. Рассохин // Труды СПбГПУ.— 2004.— № 491.— С. 152–161.
2. **Кириллов, И.И.** Теория турбомашин [Текст] / И.И. Кириллов.— Л.: Машиностроение, 1972.— 533 с.
3. **Denton, J.** Some limitations of turbomachinery CFD [Text] / J. Denton // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air.
4. **Елифанов, А.А.** Численное моделирование трехмерного течения в решетках и ступенях малорасходных турбин ЛПИ [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.12— СПб., 2012.— 122 с.

5. **Себедев, А.А.** Исследование течения в турбинных ступенях туннельного типа [Текст] / А.А. Себедев, М.В. Смирнов // Мат-лы заочн. научно-техн. конф. «Климовские чтения— 2012. Перспективные направления развития авиационных газотурбинных двигателей» — СПб., 2012. — С. 31—36.

6. **Гарбарук, А.В.** Моделирование турбулентности при расчетах сложных течений [Текст]: Учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Щур. — СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. — 88 с.

7. **Menter, F.R.** Zonal two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows [Text] / F.R. Menter. — A/AA 93—2906.

8. **Wilcox, D.C.** Turbulence Modeling for CFD [Text] / D.C. Wilcox. — California; 1994.

9. **Забелин, Н.А.** Исследование особенностей течения в малорасходных турбинных ступенях конструкции ЛПИ [Текст] / Н.А. Забелин, Г.Л. Раков, В.А. Рассохин [и др.] // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2013. — №1 (166). — С. 45—53.

REFERENCES

1. **Rassokhin, V.A.** Advantages, characteristics, experience of development and application of LPI turbines [Text] / V.A. Rassokhin. — Trudy SPbGPU. — 2004. №491. — P. 152—161. (rus.)

2. **Kirillov, I.I.** Theory of turbomachinery [Text] / I.I. Kirillov. — Leningrad: Mashinostroenie, 1972. — 533 p. (rus.)

3. **Denton, J.** Some limitations of turbomachinery CFD [Text] / J. Denton // Proc. of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air.

4. **Epifanov, A.A.** Chislennoe modelirovanie trekhmernogo techeniya v reshetkakh i stupen'akh maloraskhodnykh turbin LPI [Text]: Diss. ... kand. tekhn. nauk. [Numerical simulation of three-dimensional flow in low flow rate LPI blade rows and turbine stages. — Cand. techn. sci. diss.]. — St.-Petersburg, 2012. — 122 p. (rus.)

5. **Sebelev, A.A.** Research of flow in tunnel turbine

stages [Text] / A.A. Sebelev, M.V. Smirnov // Proceedings of the extramural scientific and technical conference «Klimovskie chtenia 2012: Future direction of aircraft gas turbine engines. — 2012. — P. 31—36 (rus.)

6. **Garbaruk, A.V.** Modeling of turbulence in the calculation of complex flows [Text] / A.V. Garbaruk, M.Kh. Strelets, M.L. Shchur. — St.-Petersburg Polytechnical University. — 2012. — 88 p. (rus.)

7. **Menter, F.R.** Zonal two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows [Text] / F.R. Menter. — A/AA 93—2906.

8. **Wilcox, D.C.** Turbulence Modeling for CFD [Text] / D.C. Wilcox. — California; 1994.

9. **Zabelin, N.A.** Research of flow characteristics in low flow rate LPI turbine stages [Text] / N.A. Zabelin, G.L. Rakov, V.A. Rassokhin, A.A. Sebelev, M.V. Smirnov. — Trudy SPbGPU. — 2013. — №1 (166). — P. 45—53. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ /AUTHORS

ЗАБЕЛИН Николай Алексеевич — кандидат технических наук профессор кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей директор Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, г. Санкт-Петербург, Россия; e-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru.

ZABELIN Nikolay A. St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru.

РАКОВ Геннадий Леонидович — кандидат технических наук доцент кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, г. Санкт-Петербург, Россия; e-mail: g.rakov.turbo@mail.ru.

RAKOV Gennadyi L. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: g.rakov.turbo@mail.ru.

СЕБЕЛЕВ Александр Александрович — выпускник кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, г. Санкт-Петербург, Россия; e-mail: a.sebelev.turbo@mail.ru.

SEBELEV Alexandr A. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: a.sebelev.turbo@mail.ru.

ФОКИН Георгий Анатольевич — кандидат физико-математических наук докторант кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, г. Санкт-Петербург, Россия; e-mail: gfokin@spb.ltg.gazprom.ru.

FOKIN Georgyi A. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: gfokin@spb.ltg.gazprom.ru.

ХАРИСОВ Ирек Саитгалиевич — аспирант кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, г. Санкт-Петербург, Россия; e-mail: ikharisov@spb.ltg.gazprom.ru.

KHARISOV Irek S. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: ikharisov@spb.ltg.gazprom.ru.