

# МОДЕРНИЗАЦИЯ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ Т-250/300-23.5

Проф. Солодов В. Г.<sup>1</sup>,  
доц. Хандримайлов А. А.<sup>1</sup>,  
к. т. н. Култышев А. Ю.<sup>2,3</sup>,  
Степанов М. Ю.<sup>2,3</sup>,  
Ямалудинов А. А.<sup>2,3</sup> (Харьковский  
национальный автомобильно-дорожный  
университет,  
ЗАО «Уральский турбинный завод»,  
Уральский федеральный  
университет)

**АННОТАЦИЯ.** Предложен вариант модернизации выхлопного патрубка ЦНД серийной турбины Т-250/300-23.5 с целью повышения его эффективности в широком диапазоне режимов. На основе численного моделирования в рамках модели вязкого влажного пара исследовано влияние ряда конструктивных решений на газодинамические и энергетические характеристики выхлопного отсека, составленного из последней ступени и выхлопного патрубка. Проведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** выхлопной патрубок, коэффициент полных потерь, цилиндр низкого давления, влажный пар, численное моделирование, метод конечных объемов.

**ABSTRACT.** An alternative was proposed to upgrade the exhaust nozzle of the T-250/300-23.5 serial turbine LPC in order to increase its efficiency in a wide range of modes. The numerical simulation as part of the viscous wet steam model helped to investigate the influence of several design solutions on gas-dynamic and power performance of the exhaust section consisting of the last stage and exhaust nozzle. Design and experimental data were compared.

**KEY WORDS:** exhaust nozzle, total loss factor, low-pressure cylinder, wet steam, numerical simulation, finite-volume method.

Турбины серии Т-250/300-23,5 спроектированы на сверхкритические параметры пара и предназначены для установки на мощных ТЭЦ, обеспечивающих теплом крупные города. Они высокоэффективны на теплофикационных режимах и в то же время достаточно экономичны на чисто конденсационных режимах. В настоящее время остро стоит вопрос об их комплексной модернизации или полнокомплектной замене.

В статье рассматриваются вопросы совершенствования конструкции выхлопного отсека цилиндра низкого давления (ЦНД) турбин серии Т-250 на основе детальных численных моделей.

Выхлопной отсек ЦНД включает в себя последнюю ступень и выхлопной патрубок (ВП). Последняя ступень ЦНД (рис. 1) состоит из диафрагмы и рабочего колеса с длиной лопаток 940 мм при корневом диаметре 1450 мм. Особенностью сопловой решетки является скошенный периферийный меридиональный обвод. Вибрационная отстройка рабочих лопаток последней ступени выполнена с помощью демпферных связей различных диаметров.

В конструкции проточной части ЦНД турбины Т-250/300-23.5 заложено традиционное для ЗАО

«УТЗ» исполнение рабочих лопаток без цельнофрезерованного банджа с образованием радиального зазора между влагоулавливающим кольцом и торцами рабочих лопаток. Влагоулавливающее кольцо совместно с ободом диафрагмы образует кольцевую камеру для удаления процессной крупнодисперсной влаги из периферийной зоны рабочих лопаток.

ВП (рис. 1) состоит из сборной камеры с комбинированной реберно-стержневой системой жесткости, осевого диффузора, сформированного коническими поверхностями обтекателя и обечайки, и камеры влагоудаления. ВП в верхней части снабжен силовой системой из 12 стержней (рис. 1, поз. 4). В нижней половине ВП установлена реберная силовая система, состоящая из поперечной перегородки в плоскости оси подшипника, семи продольных ребер и четырех коротких ребер в боковых ячейках (рис. 1, поз. 2). Крышка ВП двустенная с оребрением между стенками. Внутренняя стенка выполнена радиусной и формирует рассекатель (рис. 1, поз. 3) в плоскости симметрии с 16 разгрузочными отверстиями и 5 специальными вырезами на торцах. Наклонная задняя стенка делает длину патрубка переменной в части нижней половины и в верхней половине и содержит прямоугольный вырез в верхней половине ВП (рис. 1, поз. 1). В пространстве ниже горизонтального разъема ВП вблизи боковых стенок симметрично размещены площадки

<sup>1</sup> 61002, Украина, г. Харьков, ул. Петровского, д. 25

<sup>2</sup> 620017, Россия, г. Екатеринбург, ул. Фронтových бригад, д. 18

<sup>3</sup> 620002, Россия, г. Екатеринбург, ул. Мира, д. 19

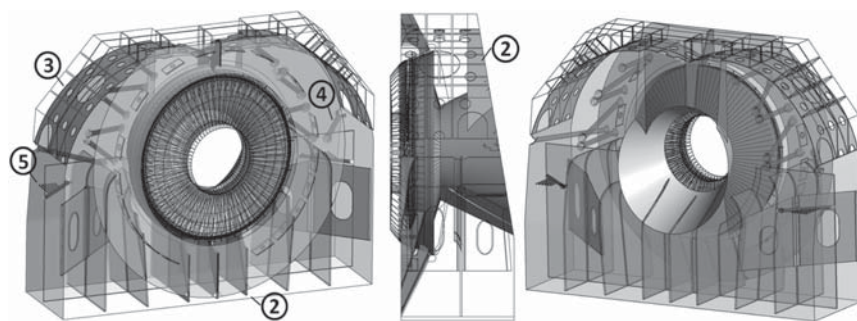


Рис. 1. Твёрдотельная модель исходного выхлопного отсека.

для доступа персонала станции к проточной части ВП (рис. 1, поз. 5), перпендикулярные потоку и составленные из стержней малого диаметра. Описанные особенности геометрии проточной части учтены в расчетной модели выхлопного отсека.

Численное моделирование установившегося трехмерного вязкого турбулентного течения пара через выхлопной отсек, включающий последнюю ступень проточной части, камеру влагоудаления и выхлопной патрубков проведено на стационарном режиме с учетом свойств влажного пара. Предварительные результаты исследований представлены в [2].

Течение в расчетных подобластях ступени и патрубка описано системой трехмерных нестационарных осредненных по Фавру уравнений Навье-Стокса. Исследование выполнено с помощью программного комплекса MTFS® software [3–5], с использованием разностной схемы [6] 2-го порядка точности по пространству. Свойства рабочего тела задавались полиномиальной зависимостью по таблицам водяного пара. Расчеты проводились в рамках односкоростной модели без учета движения капель влаги и переохлаждения. На входе в ступень задавались распределения вдоль радиуса параметров торможения и направление потока, на выходе из патрубка — среднее статическое давление по данным теплового расчета. В расчетах твердые стенки принимались адиабатическими при условии прилипания и равенства нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты учитывались комбинированно с помощью дифференциальных моделей турбулентности Спаларта-Аллмараса и SST Ментера. Переключение моделей реализовано с использованием масштаба, составляющего 1% длины хорды соплового профиля на среднем радиусе.

Для обеспечения интерфейса между ступенью и патрубком использован секторный подход [3–4], в котором выполнялось осреднение потоков массы импульса и энергии вдоль полной окружности.

Исследование посвящено анализу характеристик проточной части и последующей модернизации рассматриваемого ВП для повышения его эффективности в широком диапазоне режимов работы турбины. Представлены данные о влиянии ряда конструктивных решений на газодинамические и энергетические характеристики ВП и направления его совершенствования.

Интегральные газодинамические и энергетические характеристики элементов проточной части отсека вы-

числялись в сечении входа в ступень, в межвенцовом зазоре, за рабочей решеткой ступени, а также в выходном и промежуточных сечениях ВП на основе осреднения параметров по расходу в соответствии с методикой [7]. Интегральные внутренние потери кинетической энергии и полные потери на участках между сечениями определялись в слоях равного расхода по формулам [1].

В типовых расчетах отсека численная модель патрубка содержала от 28 до 32 миллионов ячеек, в зависимости от наполненности проточной части внутренними элементами. Пространства камеры и двойной крышки моделировались без специального описания пограничных слоев. Сеточное разбиение для максимального конденсационного режима в модели ступени обеспечило безразмерную переменную пограничного слоя  $y^+ < 2,0$ , в ВП  $y^+ < 5,5$ .

Исследования по влиянию различных элементов внутреннего пространства патрубка выполнялись на режиме 100% от номинального расхода ( $G$ ), который является максимально нагруженным режимом для отсека.

На этом режиме среднерасходное число Маха за рабочим венцом составляет 0,610–0,737 в зависимости от заполнения пространства ВП внутренними элементами. Струя протечки, проходящая через кольцевую периферийную щель над РК, отрывается от обечайки диффузора и в виде вихревой пелены направляется практически горизонтально в направлении торцевой стенки. Этому в значительной мере способствует геометрия периферийного обвода ступени. Максимальное значение числа Маха в абсолютной системе отсчета за зазором достигает 2,5. Наибольшая влажность в ступени не превосходит 12% и наблюдается в струе протечки вблизи рабочих лопаток (РЛ). Структура течения в периферийной зоне и струя протечки представлены на рис. 2. Числа Маха даны в неподвижной системе отсчета в плоскостях ВП и в среднечанальной поверхности ступени.

Из расчетов следует, что последняя ступень ЦНД в составе исходного отсека имеет значительную радиальную и окружную неравномерность. При безударном входе потока относительные потери кинетической энергии в сопловой решетке составляют ~1,8%, в рабочей решетке ~6%; относительные потери с выходной скоростью — 19,6%. В результате закрутки потока за последней ступенью нарушается симметрия потока в ВП.

В таблице 1 представлены расчетные коэффициенты полных потерь  $\zeta_{\Pi}$  и осредненные по расходу параметры потока на входе в диффузор ВП для основного течения и струи периферийной протечки в вариантах ВП на режиме 100% для оценки влияния внутренних элементов на структуру течения. Измерительное сечение располагалось на расстоянии 1/3 ширины рабочей лопатки от выходной кромки.

Исходный патрубок с полным набором внутренних элементов и двойной крышкой с сообщающимися вен-

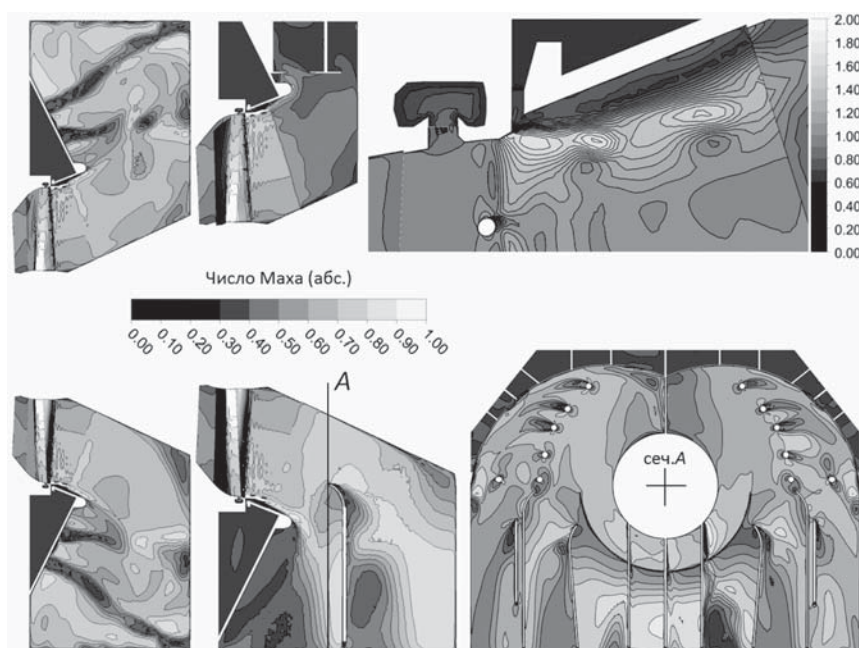


Рис. 2. Структура течения в исходном выхлопном отсеке.

тиляционными отверстиями принят в качестве варианта № 1. Вариант № 2 представляет собой ВП с закрытыми отверстиями во внутренней крышке. В варианте № 3 дополнительно удалены смотровые площадки. В варианте № 4 дополнительно удалена стержневая система в верхней половине ВП. Вариант № 5 содержит вырез торцевой стенки для доступа к подшипнику, верхнее и нижнее ребро в плоскости симметрии и два симметрично расположенных ребра поддержки диффузора. Вариант № 6 содержит только вырез торцевой стенки, верхнее и нижнее ребро в плоскости симметрии. Таким образом, модели 1–6 представляют последовательные шаги по освобождению пространства ВП от внутренних элементов.

Вариант № 6 обладает наименьшим коэффициентом полных потерь  $\zeta_{II}=0.924$ . Добавление в конструкцию двух симметричных ребер силовой системы увеличивает  $\zeta_{II}$  на 2.7% до величины 0.959. Включение в конструкцию всей силовой реберной системы ниже горизонтального разреза значительно увеличивает коэффициент потерь  $\zeta_{II}$  — до значения 1.386 (на 45%). Введение в верхнюю часть ВП силовой стержневой системы повышает потери  $\zeta_{II}$  до значения 1.501. Добавление в конструкцию дополнительно площадок обслу-

живания и внутреннего оребренного пространства двойной крышки практически не влияет на коэффициент  $\zeta_{II}$ . Газодинамические характеристики ступени слабо зависят от вариантов заполнения ВП, при этом основные изменения отмечаются в косом срезе рабочего венца.

На максимальном конденсационном режиме при наибольшем заполнении ВП внутренними элементами соблюдается следующий баланс расходов в камере влагуудаления: расход периферийного отсоса пара из межвенцового зазора ступени составляет 0.115 кг/с, из межбойменной щели за рабочим венцом теряется 0.180 кг/с, что составляет около 0.2% от массового расхода пара через отсек. Разница в расходах компенсируется подсосом пара через специальные отверстия в конической стенке камеры в нижней половине ВП. Столь малый

подсос пара в канал диффузора с учетом параметров потока на периферии практически не влияет на отрыв потока от обечайки диффузора. ВП характеризуется высокой неравномерностью поля скоростей в сечении выхлопа; коэффициент неравномерности поля скоростей  $\omega$ , рассчитанный по [1], достигает значения 0.59 при полном заполнении ВП и снижается до величины 0.45 для варианта № 6.

Для отсека с полным заполнением ВП внутренними элементами выполнены расчеты течения на частичных режимах. Данные по потерям и осредненным по расходу интегральным характеристикам на входе в диффузор представлены в таблице 2.

Относительные потери кинетической энергии в ступени при изменении режима течения растут от значения 7.8% (100% G) до 12.3% (30% G) номинального расхода, при этом потери с выходной скоростью минимальны для режима 40% и составляют 13.1%.

Полученные значения коэффициента полных потерь  $\zeta_{II}$  ВП соответствуют результатам натурных и модельных испытаний ВП турбины Т-250/300-23.5. В частности, продувки статической модели, включавшей ВП, переходный патрубок и горловину конденсатора, проведены на режимах, определяемых числами Маха

Таблица 1. Параметры потока исходного ВП в различных вариантах его загромождения.

Режим 100%G	К-т полных потерь $\zeta_{II}$	Число Маха (абс) на входе	Давление дин. на входе, Па	Выходной угол ступени $\alpha_2$ , град	Влажность на входе, %	Потери с выход. скор.	Влажность на выходе из ВП, %
Вар.№1	1.516	0.610	1592	75.4	8.3	0.196	7.45
Вар.№2	1.509	0.610	1595	78.4	8.3	0.197	7.49
Вар.№3	1.501	0.611	1596	78.3	8.3	0.198	7.51
Вар.№4	1.386	0.628	1644	77.7	8.4	0.204	7.57
Вар.№5	0.959	0.725	1923	77.0	8.6	0.220	7.71
Вар.№6	0.924	0.737	1955	76.2	8.8	0.234	7.72

Таблица 2. Параметры потока в исходном ВП при полном заполнении.

Режим работы отсека	К-т полных потерь $\zeta_{II}$	Число Маха (абс) на входе	Давление дин. на входе, Па	Выходной угол ступени $\alpha_2$ , град	Влажность на входе, %	Потери с вых. скор.	Влажность на выходе из ВП, %
100%G	1.516	0.610	1592	75.4	8.3	0.197	7.5
50%G	1.416	0.472	568	90.3	5.5	0.145	5.1
40%G	1.326	0.410	415	104.0	4.6	0.131	4.1
30%G	1.226	0.398	393	125.5	3.1	0.172	2.6

во входном сечении вариантов модели в диапазоне от 0.25 до 0.65. При расчетном значении Маха 0.55 коэффициент  $\zeta_{II}$  модели составил 1.35. Режим запираания ВП наблюдался при числе Маха 0.64.

На режиме с входным числом Маха 0.625 коэффициент  $\zeta_{II}$  составил 1.5. При продувках ВП без реберной силовой системы коэффициент  $\zeta_{II} = 1.05$  на режиме Маха 0.625, т. е. приращение коэффициента  $\zeta_{II}$  составило 0.45. Эти экспериментальные данные достаточно точно соответствуют полученным расчетным данным для приращения коэффициента  $\zeta_{II}$  (0.46) с введением реберной силовой системы.

Исследование ВП в натуральных условиях проведено в диапазоне режимов массового расхода от 850 до

1550 м<sup>3</sup>/с. Экстраполяция данных, полученных в ходе натурального эксперимента выхлопного отсека на режиме с массовым расходом 1530 м<sup>3</sup>/с на рассчитанный режим при массовом расходе 1740 м<sup>3</sup>/с, дает значение коэффициента  $\zeta_{II} = 1.55$ , что соответствует расчетному коэффициенту  $\zeta_{II} = 1.516$  с расхождением в 2.2%.

**Модернизация выхлопного отсека** основана на сохранении исходных габаритов ВП. Данное требование связано с обеспечением возможности замены серийного ВП на модернизированный ВП без изменения сопрягаемых узлов и без доработки фундамента, в случае использования модернизированного ВП в уже существующих ячейках. Модернизация исходного ВП проводилась в направлениях увеличения внутреннего

объема сборной камеры, замены реберной силовой системы на стержневую систему (рис. 3).

Кроме того, канал диффузора пере-профилирован путем видоизменения обтекателя и обечайки для обеспечения безотрывного направления надбандажной струи. Для уменьшения вихревых зон вдоль углов сборной камеры установлены косынки. Также видоизменена конфигурация меридионального сечения камеры влагоудаления в связи с введением развитой обечайки диффузора и удалением двойной крышки; радиальная щель сброса пара в пространство диффузора за РК экранирована от струи протечки над РК. Указанные нововведения положительно зарекомендовали себя в современных конструкциях ВП других турбинных заводов.

Результаты исследования модернизированного ВП представлены на рис. 4 и в таблице 3. Для него наблюдается заметное снижение коэффициента полных потерь, струя протечки прилипает практически на всей обечайке диффузора. При фиксированном перепаде на отсек (для режима 100%G) увеличивается число Маха за ступенью до 0.72, растет объемный расход. Приведенные параметры заметно отличаются от параметров в исходном варианте. Зависимости коэффициента потерь  $\zeta_{II}$  для модерни-

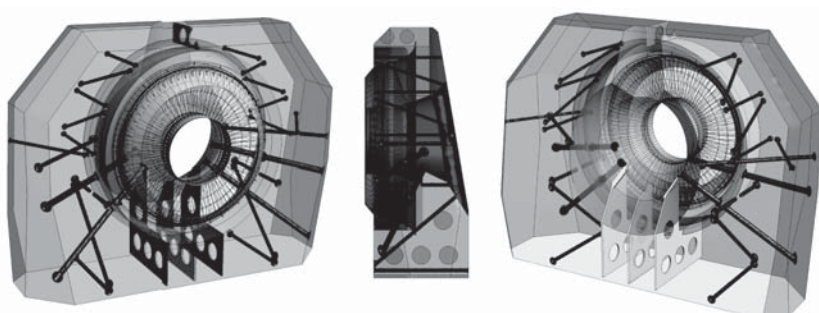


Рис. 3. Твердотельная модель модернизированного выхлопного отсека.

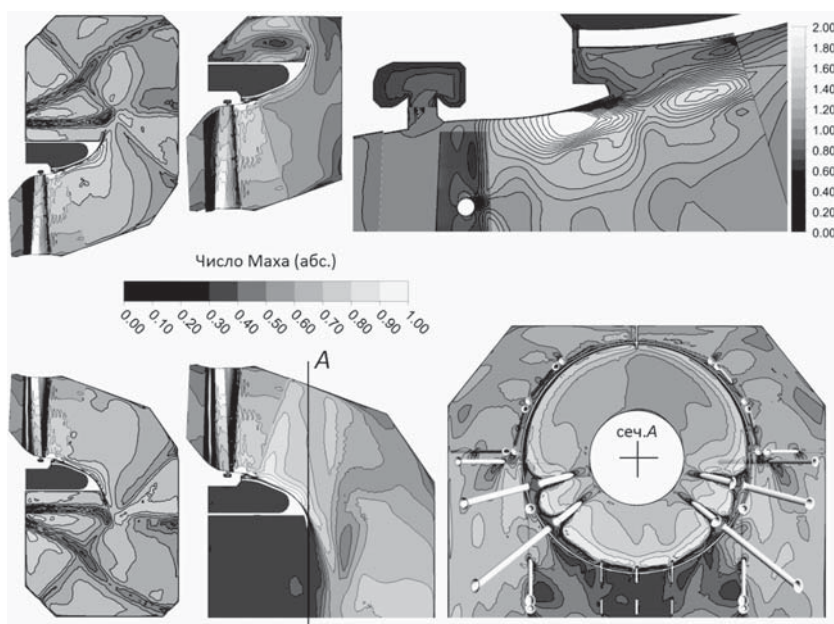


Рис. 4. Структура течения в модернизированном выхлопном отсеке.

Таблица 3. Параметры потока модернизированного ВП при полном заполнении.

Режим работы отсека	К-т полных потерь $\zeta_{п}$	Число Маха (абс) на входе	Давление дин. на входе, Па	Выходной угол ступени $\alpha_2$ , град	Влажность на входе, %	Потери с выход. скор.	Влажность на выходе из ВП, %
100%G	1.076	0.721	1967	76.6	8.6	0.226	8.62
50%G	1.062	0.517	643	86.6	5.9	0.169	5.92
40%G	1.014	0.435	453	99.8	4.7	0.145	4.74
30%G	1.037	0.410	409	123.1	3.2	0.177	3.18

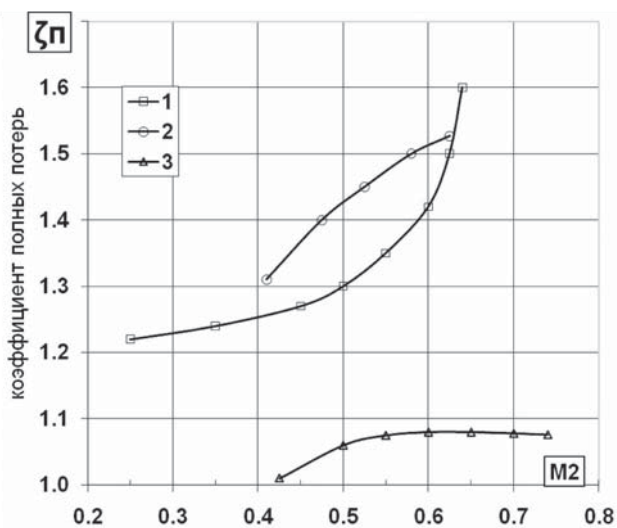


Рис. 5. Характеристики выхлопного патрубка.

1.  $\zeta_{п}$  модели исходного ВП (эксперимент).
2.  $\zeta_{п}$  исходного ВП в составе отсека (расчет).
3.  $\zeta_{п}$  модернизированного ВП в составе отсека (расчет).

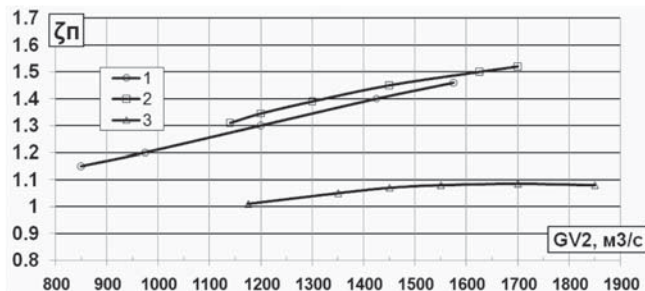


Рис. 6. Зависимость  $\zeta_{п}$  от объемного расхода  $GV_2$ .

1. Исходный ВП в натурных условиях при  $P_k = 0.071 \dots 0.075 \text{ кгс/см}^2$ ; сухость 0.95..0.98.
2. Исходный ВП в составе отсека (расчет).
3. Модернизированный ВП в составе отсека (расчет).

зированного патрубка представлены на рисунках 5 и 6.

Проанализировав график на рис. 5, необходимо отметить, что, несмотря на близость кривых коэффициента потерь, вогнутость кривой в статической продувке отличается от расчетных кривых в составе отсека. В составе отсека ВП работает в условиях закрутки потока за РК при наличии закрученной струи периферийной протечки, что оказывает стабилизирующее действие на поток при общей тенденции к отрыву потока на обечайке диффузора, однако увеличивает потери за

счет отрывного взаимодействия с вертикальной перегородкой патрубка. Статическая продувка обеспечивает осевой вход в диффузор и, в конечном счете, вызывает менее устойчивое к отрыву течение в диффузоре.

Эту же тенденцию подтверждает рис. 6, на котором сопоставляются кривые коэффициента потерь для ВП в натурных условиях и расчетные кривые для ВП в составе отсека в функции объемного расхода. Кривые для исходного ВП близки и имеют сходный характер поведения при росте объемного расхода.

В модернизированном ВП на частичном режиме 50% струя протечки прилипает практически на всей обечайке диффузора. При этом выход пара из ступени близок к осевому, втулочный отрыв практически не развивается, относительные потери в ступени составляют 9.2%, относительные потери с выходной скоростью около 16.9%. Коэффициент полных потерь в ВП составляет ~1.06.

На режиме 30%G уже возникает диагональная структура течения с отрывом у корня РЛ. Среднерасходное число Маха за рабочей решеткой падает до 0.41. Наблюдается существенно не осевой выход со средним углом 123°, относительные потери в ступени 11.3%, относительные потери с выходной скоростью около 17.7%.

Коэффициент неравномерности поля скоростей, рассчитанный по [1], в плоскости выхлопа для режима 100%G составляет 0.44, что ниже, чем для исходного ВП в 1.36 раза, для 50%G режима — 0.42, затем растет до значения 0.54 по причине закрутки потока на режиме 30% (табл. 4).

Структура течения на номинальном теплофикационном режиме в исходном патрубке носит струйный характер. При заданных параметрах на входе в последнюю ступень проточной части наблюдается диагональная структура в рабочей решетке. Нижняя половина РЛ занята циркуляционной зоной, верхняя половина содержит диагональное течение, которое прилипает к обечайке диффузора. Струйное течение сильно закручено, взаимодействует с интенсивными отрывами с боковыми ребрами силовой системы. Область вблизи задней стенки, отделенная поперечной перегородкой, не заполнена, пар в нее не попадает, в ней образуется застойная зона и концентрируется влажность. По структуре и параметрам течения на номинальном теплофикационном режиме практически нет различий между исходным и модернизированным ВП. При этом коэффициент неравномерности поля скоростей на выходе из исходного варианта ВП вдвое выше, чем в слу-

Таблица 4. Характеристики неравномерности скорости на выхлопе ВП.

Варианты	Параметры	30%G	40%G	50%G	100%G
Исходный ВП	Коэффициент неравномерности ВП $\omega$	0.735	0.604	0.614	0.596
Модерн. ВП		0.541	0.440	0.421	0.442
Исходный ВП	Коэффициент полных потерь $\zeta_{II}$	1.226	1.326	1.416	1.516
Модерн. ВП		1.037	1.014	1.062	1.076

чае 100%G режима для модернизированного патрубка (0.44). Исходный ВП имеет коэффициент неравномерности  $\omega$  на 17% выше для номинального теплофикационного режима, и на 24% выше для максимального режима, чем коэффициент  $\omega$  для модернизированного варианта ВП.

### Выводы

1. Численное моделирование установившегося трехмерного вязкого турбулентного течения через выхлопной отсек, включающий последнюю ступень проточной части, камеру влагоудаления и ВП выполнено на стационарном режиме с использованием свойств влажного пара.

2. Проведен анализ характеристик проточной части и выполнена последующая модернизация ВП ЦНД теплофикационной турбины Т-250/300-23.5 для повышения его эффективности в широком диапазоне режимов. Представлены данные о влиянии ряда конструктивных решений на газодинамические и энергетические характеристики ВП и направления его совершенствования.

3. Проведенная верификация показала хорошую сходимость с данными натурных экспериментов. Погрешность составила 2.2%.

4. Модернизация исходного ВП проводилась в направлениях увеличения внутреннего объема сборной камеры, замены реберной силовой системы на стержневую, перепрофилирования канала диффузора, изменения меридионального обвода камеры влагоудаления.

5. Модернизация ВП позволила снизить коэффициент полных потерь для номинального режима на 29%, коэффициент неравномерности выхлопа на 26%.

*Авторы выражают благодарность проф. Русанову А. В. (ИПМаш НАН Украины) за полезные обсуждения.*

### Литература

1. Мигай В. К., Гудков Э. И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение. 1981. 272 с.
2. Численный анализ серийной конструкции выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23.5 / В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов, А. Ю. Култышев, М. Ю. Степанов, А. А. Ямалтдинов // Теплоэнергетика. 2014. №12.
3. Solodov V. G., Gnesin V. I. Nonstationary 3D Numerical Model of Last Turbine Stage-Exhaust Hood Aerodynamical Interaction. VDI Berichte, Nr.1185. 1995. P.359–373.
4. Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. Научно-прикладной программный комплекс МТФС® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы // Сертификат гос. регистр. авторских прав. — УГААСП. №5921. 07.16.2002.
5. Starodubtsev Yu. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D Model of Viscous Turbulent Flow in One Stage Gas Turbine and Its Experimental Validation / Journ. of Thermal Science. 2005. Vol. 14. No. 2. P.136–141.
6. Adami P., Michelassi V., Martelli F. Performances of a Newton-Krylov Scheme against Implicit and Multigrid Solvers for Inviscid Flows. AIAA Paper 98–2429. 1998. 10 p.
7. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Под ред. В. А. Черникова. Л.: Машиностроение. 1980. 262 с.

