

В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ С РАЗРЕЗНЫМ ДИФFUЗОРОМ В ДИАПАЗОНЕ РЕЖИМОВ**

Разработана и исследована численная модель варианта выхлопного отсека, включающего межступенчатый канал, отбор пара перед диафрагмой последней ступени, два отсоса пара из межвенцового зазора с камерой влагоудаления, надбандажные протечки, инжекцию пара из камеры влагоудаления в канал диффузора. Представлены результаты численного исследования газодинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека цилиндра низкого давления, включающего последнюю ступень с рабочей лопаткой длиной 1100 мм и выхлопной тракт, на частичных режимах. Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Турбулентные эффекты описаны на основе модели SST Ментера в ступени, и модифицированной дифференциальной модели турбулентности Спаларта-Аллмараса в тракте. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью авторского программного комплекса *MTFS*[®]. Расчетные подобласти аппроксимируются неструктурированными гексагональными сетками. В данных расчетах solver использует неявную разностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности на основе решения задачи Римана на гранях элементарных объемов. Организация вычислений использует вариант алгоритма, основанного на расщеплении вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Модель ступени основана на осреднении потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении. Передача параметров от ступени к патрубку и обратно осуществляется на основе осреднения по массовому расходу. Все расчеты выполнены на основе модели влажного пара, заданного таблицами. Использовано приближение равновесной конденсации. Исследуется работа варианта выхлопного отсека для частичных режимов турбины К-220-44-2М АЭС «Ловииса». Обсуждается эффективность организации выхода избыточного пара из камеры влагоудаления через тангенциальные щели в нижней половине выпуклой оболочки диффузора.

Ключевые слова: цилиндр низкого давления, проточная часть, численная модель, отборы, уплотнения, разрезной диффузор.

В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИХЛОПНОГО ВІДСІКУ ЦИЛІНДРА НИЗЬКОГО ТИСКУ З РОЗРІЗНИМ ДИФFUЗОРОМ В ДІАПАЗОНІ РЕЖИМІВ**

Розроблено та досліджено чисельну модель варіанту вихлопного відсіку, що включає міжступеневий канал, відбір пари перед діафрагмою останнього ступеня, два відсмоктування пари з міжвенцевого зазору із камерою видалення вологи, надбандажне протікання, інжекцію пари з камери видалення вологи в канал дифузора. Представлено результати чисельного дослідження газодинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку циліндра низького тиску, що включає останній ступінь з робочою лопаткою довжиною 1100 мм та вихлопної тракт, на часткових режимах. Течія в кожній розрахунковій підобласті описується повною системою нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом-Фавром. Турбулентні ефекти описані на основі моделі SST Ментера в ступені, і модифікованої диференційної моделі турбулентності Спаларта-Аллмараса в тракті. Інтегрування системи рівнянь Нав'є-Стокса і асоційованих рівнянь здійснюється за допомогою авторського програмного комплексу *MTFS*[®]. Розрахункові підобласті апроксимуються неструктурованими гексагональними сітками. В даних розрахунках solver використовує неявну різницеву TVD схему скінченних об'ємів 2-го порядку точності на основі рішення задачі Рімана на гранях елементарних об'ємів. Організація обчислень використовує варіант алгоритму, заснованого на розщепленні обчислювального процесу для багатопроцесорних платформ. Модель ступеня заснована на усередненні потоків маси, імпульсу і енергії в окружному напрямку. Передача параметрів від ступеня до патрубка і назад здійснювалася на основі усереднення по масовій витраті. Всі розрахунки виконані на основі моделі вологої пари, заданої таблицями. Використано наближення рівноважної конденсації. Досліджується робота варіанту вихлопного відсіку для часткових режимів турбіни К-220-44-2М АЕС «Ловііса». Обговорюється ефективність організації виходу надлишкової пари з камери видалення вологи через тангенціальні щілини в нижній половині опуклої оболонки дифузора.

Ключові слова: циліндр низького тиску, проточна частина, чисельна модель, відбори, ущільнення, розрізний диффузор.

V. SOLODOV, V. KONEV**ANALYSIS OF EFFICIENCY OF THE EXHAUST COMPARTMENT OF THE LOW-PRESSURE CYLINDER WITH A CUT DIFFUSER IN THE RANGE OF REGIMES**

Numerical model of exhaust compartment variant, including the interstage channel, steam extraction in front of the last stage diaphragm, two steam suctions from the interrow gap with a dehumidification chamber, over-leakage, and steam injection from the dehumidification chamber into the diffuser channel has been developed and investigated. The results of a numerical study of the gas-dynamic characteristics of the exhaust compartment of low-pressure cylinder, including the last stage with a blade length of 1100 mm and the exhaust path, for partial regimes are presented. The flow in each computational subdomain is described by the complete system of unsteady Navier-Stokes equations averaged over Reynolds-Favre. Turbulent effects are described on the basis of the SST Menter model in the stage, and the modified Spalart-Allmaras differential turbulence model in the path. The integration of the Navier-Stokes system of equations and the associated equations is carried out using an author software package *MTFS*[®]. The calculated subdomains are approximated by unstructured hexagonal grids. In these calculations, the solver used an implicit difference TVD scheme of finite volumes of the 2nd order of accuracy based on the solution of the Riemann problem on the faces of the elementary volumes. Organization of calculations used a variant of the algorithm based on splitting the computational process for multiprocessor platforms. The model of stage is based on averaging the mass, momentum and energy fluxes in the circumferential direction in the interstage gap during the passage of the rotor blade along the stator grid step. The transfer of parameters from the stage to the exhaust hood and back was carried out based on mass flow averaging. All calculations are based on the model of wet steam given by the tables. The equilibrium condensation approximation was used. The operation of exhaust compartment variants is considered for the partial regimes of the K-220-44-2M turbine of the Loviisa NPP. The effectiveness of organizing the release of excess steam from the moisture removal chamber through the tangential slots in the lower half of the convex shell of the diffuser is discussed.

Keywords: low-pressure cylinder, flow path, numerical model, extraction, seals, cut diffuser.

Введение. Современные энергетические паровые турбины в значительной мере определяются эффективностью и надёжностью цилиндра низкого давления (ЦНД), центральное место в котором занимает выхлопной отсек, включающий последнюю ступень и выхлопной тракт в составе выхлопного и переходного патрубков [1]. В мощных паровых турбинах потери с выходной скоростью составляют значительную величину от располагаемого перепада тепла [2–4], поэтому совершенствование газодинамических и энергетических характеристик выхлопного тракта может обеспечить заметное повышение КПД всего турбоагрегата [5]. Также выхлопной тракт паровой турбины в значительной мере определяет вибрационную надёжность рабочих лопаток последней ступени, поэтому вопросы газодинамической отработки выхлопных трактов постоянно находятся в центре внимания проектирующих организаций [2–4]. Экспериментальные исследования не дают систематизированного материала для анализа работы выхлопных отсеков, поэтому в исследованиях важную роль играет численное моделирование.

Работа посвящена численному исследованию аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека мощной паровой турбины в составе последней ступени, выхлопного патрубка, переходного патрубка, камеры отсоса влаги на серии режимов. Особенностью выхлопного патрубка является наличие разрезного диффузора [6, 7]. Работа продолжает исследование авторов [7] и использует модель равновесного влажнопарового потока через выхлопной отсек ЦНД, описанную в [8]. Исследование проведено расчётным методом с использованием программного комплекса *MTFS*[®] [9].

1. Краткое описание объекта исследования и особенности численной модели. Выхлопной отсек ЦНД состоит из последней ступени, выхлопного патрубка (ВП) с осерадиальным диффузором (ДФ), камеры для сбора влаги и переходного патрубка (ПП) (рис. 1, 2).

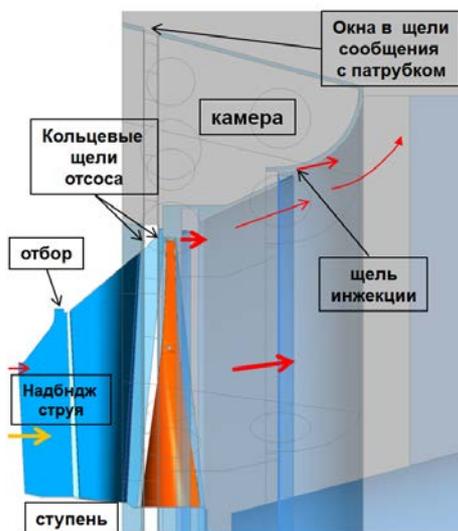


Рис. 1. Схема проточной части отсека ЦНД

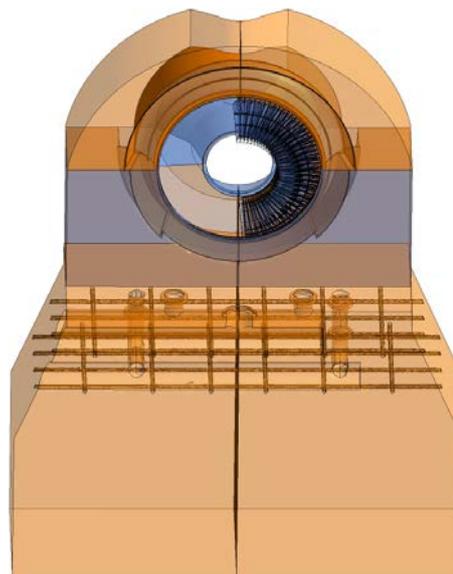


Рис. 2. Модель ВП и ПП; вид по ходу пара

Характерными особенностями ступени являются «обратная закрутка» сопловых лопаток, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным кольцом. Описание конструкции основных элементов отсека дано в [10, 11]. Некоторые основные параметры исходного отсека: высота рабочей лопатки – 1100 мм, веерность – 2,73; степени расширения: осерадиального диффузора – 2,3, патрубка – 2,0; частота вращения ротора 50 с^{-1} .

Выхлопной патрубок состоит из осерадиального диффузора и сборной камеры с элементами силовой системы, и снабжен стержневой системой жёсткости. Исходный диффузор выполнен с радиальностью $\bar{D}_{2д} = D_{2д} / D_{у.к} = 1,296$ и степенью расширения $n_{д} = F_{2д} / F_1 = 2,256$, т. е. $n_{д} > n_{п}$. Согласно [2, 10] степень расширения осерадиального диффузора в системе ВП должна составлять $0,7-0,8n_{п}$ или значительно меньше. Эффективность перерасширенного диффузора подтверждена экспериментальными исследованиями МЭИ на модели ВП [12, 13].

Длина сборной камеры составляет $\bar{L}_{ВП} = L_{ВП} / D_{у.к} = 0,58$, ширина сборной камеры ВП – $\bar{B}_{ВП} = B_{ВП} / D_{у.к} = 2,13$. Степень расширения ВП с такими размерами $n_{ВП} = F_{2ВП} / F_1 = 2,0$. Таким образом, в исходном варианте ВП значения $\bar{L}_{ВП}$, $\bar{B}_{ВП}$, $n_{ВП}$ по данным [11] приняты практически минимальной величины.

Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного

комплекса *MTFS*[®] [7].

Солвер использует неявную разностную *TVD* схему конечных объемов 2-го порядка точности на основе решения задачи Римана на гранях элементарных объемов. Организация вычислений использует вариант алгоритма, опубликованного в [7, 14–17], с расщеплением вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Турбулентные эффекты описаны на основе модели Ментера [16] в ступени, и модифицированной дифференциальной модели турбулентности Спаларта-Аллмараса [16] в патрубке. Математическая модель ступени [14–17] основана на осреднении потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. Передача параметров от ступени к патрубку и обратно выполняется на основе осреднения по массовому расходу.

Трехмерная модель проточной части построена по геометрическим данным на основе твердотельного моделирования. Для сложных областей применяется блочно-структурированный метод построения сеток. Мощности сеточного разбиения составляют около 1,5 млн. гексаэдров в расчетной области одного соплового аппарата и около 2,0 млн. гексаэдров в области рабочего канала.

Выхлопной и переходный патрубки описаны сеткой около 15,5 млн. гексаэдров. Пограничные слои описываются облегающими сетками на основе экспоненциального сгущения ячеек к стенке с параметром погранслоя $Y^+ < 2$ в области ступени и $Y^+ < 4$ в области патрубка.

Методика обработки данных численного эксперимента изложена в [17–20] и опирается на переменные во времени поля давления, плотности, температуры, влажности, энтальпии, энтропии и трех компонент вектора скорости в абсолютной либо вращающейся системе отсчета. Временная составляющая полей в процессе расчета усредняется на представительном интервале времени.

Для канала статора в качестве расчетных выбираются сечения, отвечающие входной и выходной (интерфейсной) границам канала.

Располагаемый перепад на ступени вычисляется по разности энтальпий

$$E_0 = H_{0C}^* + H_{0P} = h_0^* - h_{2t}$$

Тут и ниже (*) – означает параметры торможения, t – означает теоретическое значение параметра, 0, 1, 2 – означают сечения входа, интерфейса и выхода ступени.

Реакция ступени и потеря энергии с выходной скоростью вычислена по формулам:

$$\rho = H_{0P}/E_0, \quad \zeta_{в.с.} = 0,5C_2^2/E_0.$$

Для канала ротора в качестве расчетных сечений выбираются сечения во вращающейся системе отсчета. Сечение за кромками рабочей лопатки (РЛ) расположено на расстоянии около 10 мм и охватывает всю длину рабочей лопатки и область надбандажного

зазора до козырька.

Эффективность системы выхлопного патрубка и переходного патрубка определялась по полным и внутренним потерям согласно формулам [2]:

$$\zeta_{\Pi} = (P_n^* - P_k)/q_{вх}, \quad \zeta_{вн} = (P_n^* - P_k^*)/q_{вх}.$$

Коэффициент окружной неравномерности поля статического давления на входе в ДФ определялся на основании среднерасходных значений статического давления по формуле:

$$\Omega_p = (p_{\max} - p_{\min})/q_{вх}.$$

Коэффициент неравномерности поля скорости по выходной площади ВП вычислялся на основании значений расходной компоненты скорости по формуле [2]:

$$\Omega_u = (u_{\max} - u_{\min})/u_{ср}.$$

2. Постановка задачи моделирования. В данной работе результаты расчетов вариантов выхлопного отсека представлены для частичных режимов турбины К-220-44-2М АЭС «Ловииса» (4-х ступенчатый отсек) при пропуске массового расхода около – 100 % G, 60 % G, 40 % G (G = 52,5 кг/сек).

Течение влажного пара рассчитывалось на основе входных условий за рабочей лопаткой предвключенной ступени с учетом надбандажной протечки из уплотнения предвключенной ступени. Также реализован заданный отбор пара на периферии входной области в диафрагму ступени. Струя надбандажной протечки на выходе из надбандажной щели предпоследней ступени задавалась закрученной под углом 50 градусов к оси турбины в направлении вращения при влажности 4 %. Полная температура струи надбандажной протечки из предвключенной ступени составляла $T_0 = 333 \text{ K}$ при расходе 0,56 кг/сек.

За сопловой лопаткой в межвенцовом зазоре реализованы два кольцевых отсоса влажого пара и влаги в камеру влагоудаления на обечайке диффузора. Последующий отвод одной части пара в канал диффузора реализован через щель инжекции на обечайке диффузора, а другой – через специальные окна (или щели) в стенке камеры влагоудаления непосредственно в сборную камеру выхлопного патрубка. Модель рабочей лопатки реализована с надбандажной щелью и проволоочной связью в полном объеме по аналогии с [7].

Расчетные модели содержали осерадиальный диффузор, реализованный с кольцевой щелью для инжекции пара из камеры влагоудаления. Сборная камера стеснена выемкой для доступа к подшипнику вала и содержит разделительные ребра в плоскости симметрии патрубка.

Вариант **L4** построен на основе варианта ВП L4/2_2 детально описанного в [7]; высота крышки **L4** уменьшена до 3600 мм. Относительная высота крышки снизилась с 1,98 до 1,74.

Вариант **L4_M** получен из исходного варианта диффузора **L4** (рис. 3, а) в результате устройства в

нижней половине сборной камеры диффузора с меньшей степенью расширения и большей радиальностью (рис. 3, б). При этом выход избыточного пара из камеры влагоудаления организован через тангенциальные щели в стенке камеры в нижней половине патрубка с целью инжектирования основного потока для заполнения пространства под камерой влагоудаления [6].

Расчеты вариантов отсека выполнены при задании на входе равномерных окружных распределений полных параметров – давления, температуры, влажности и направления потока по данным тепловых расчетов ЦНД. На выходе из переходного патрубка задавалась величина давления в конденсаторе, в щели отбора задавался расход. Из периферийной части межвенцового зазора пар выводился в камеру влагоудаления на обечайке диффузора. Из камеры часть пара инжектируется через кольцевую щель на обечайке диффузора, а другая часть сбрасывается в сборную камеру патрубка. В результате получается неравномерный выхлоп влажнопаровой среды в переходный патрубок и конденсатор. Асимметричный разрезной диффузор (рис. 3, б), предложенный в патенте [6], направлен на выравнивание выхлопа расходной составляющей скорости в конденсатор. Его эффективность подтверждена расчетным моделированием авторов в [7] для номинального режима работы отсека. В данной работе рассматриваются частичные режимы.

2.1 Результаты исследования вариантов L4, L4_M отсека при G-var. Перепад на отсек в варианте L4 на номинальном режиме 100 % G определяется средним полным давлением на входе в ступень около 14100 Па. Потери кинетической энергии, отнесенные к располагаемому перепаду на ступень, в соплах составляют 4,4–4,5 %, на рабочих каналах – 3,55–3,6 %. Потери с выходной скоростью составляют 13,2 % (табл. 1). Потери от проволоочной связи составляют 0,2 % перепада на ступень. Подробно эти эффекты обсуждались в [8]. Осредненные по расходу

параметры в сечениях выхлопного тракта: на входе ДФ, на выходе ДФ, на выходе ВП, на выходе ПП даны в табл. 2.

Ступень в отсеке L4 работает на режиме при $GV_2 = 2117 \text{ м}^3/\text{с}$, угол α_2 осредненный по расходу, составляет около 110 градусов в ядре входного течения, для отсека L4_M – 108 градусов.

Для данного режима надбандажная протечка и струя инжекции в совокупности стабилизируют обтекание обечайки диффузора. Этому также способствует и закрутка потока, которая составляет около 20 градусов от осевого направления. Вместе с тем центробежный эффект от закрутки приводит и к негативным явлениям. К ним относятся: 1) отрыв потока в окружном направлении от стенки выемки для доступа к валу в верхней части ВП; 2) неустойчивый отрыв потока от обтекателя диффузора в радиальном направлении, который происходит на изломах втулки. С увеличением среднего радиуса по ходу потока в ДФ отрыв интенсифицируется, особенно вблизи второго излома втулки. Отрывные образования нестационарны и приводят к пульсации расхода пара через выхлопное сечение патрубка.

Открытые окна камеры влагоудаления в исходном диффузоре L4 вследствие сброса части высокоэнергетического пара (около 3,5 кг/сек) создают дополнительное сопротивление течению в сборной камере (рис. 4, а), интенсифицируют отрыв в нижней части патрубка под оболочкой камеры влагоудаления. Отрыв провоцирует периодический сход вихрей в нижней части ВП, увеличивает нестационарность выхлопа и повышенные потери давления.

Вариант L4_M отсека с асимметричным разрезным диффузором направлен на уменьшение этого эффекта путем замены окон на тангенциальные щели в стенке камеры влагоудаления на обечайке диффузора (рис. 4, б, в, г). В рассматриваемом варианте расход пара на входе в ДФ составляет 49,35 кг/с.

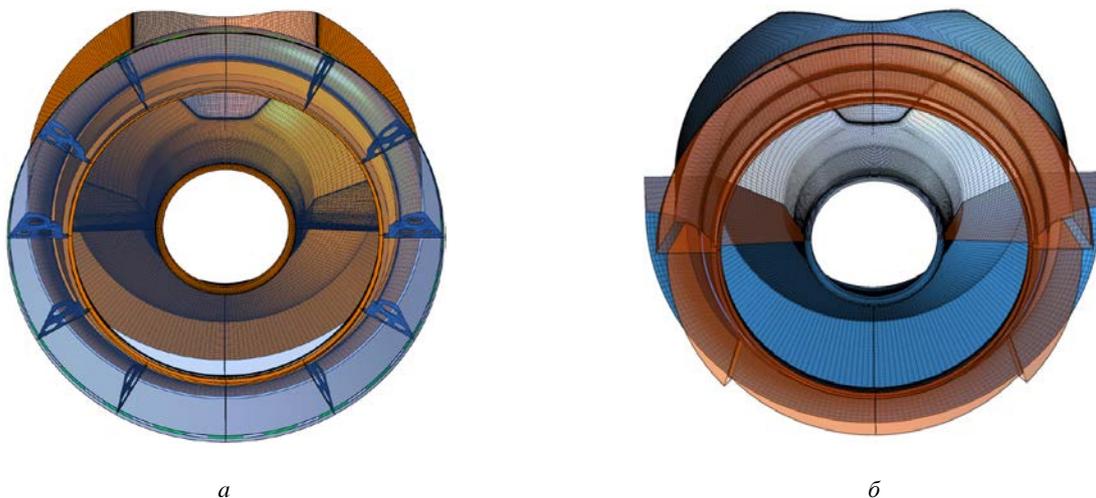


Рис. 3. Модели диффузора (вид по ходу пара):
а – диффузор исходный, камера влагоудаления с отверстиями; б – диффузор асимметричный, разрезной, камера влагоудаления со щелями в нижней половине

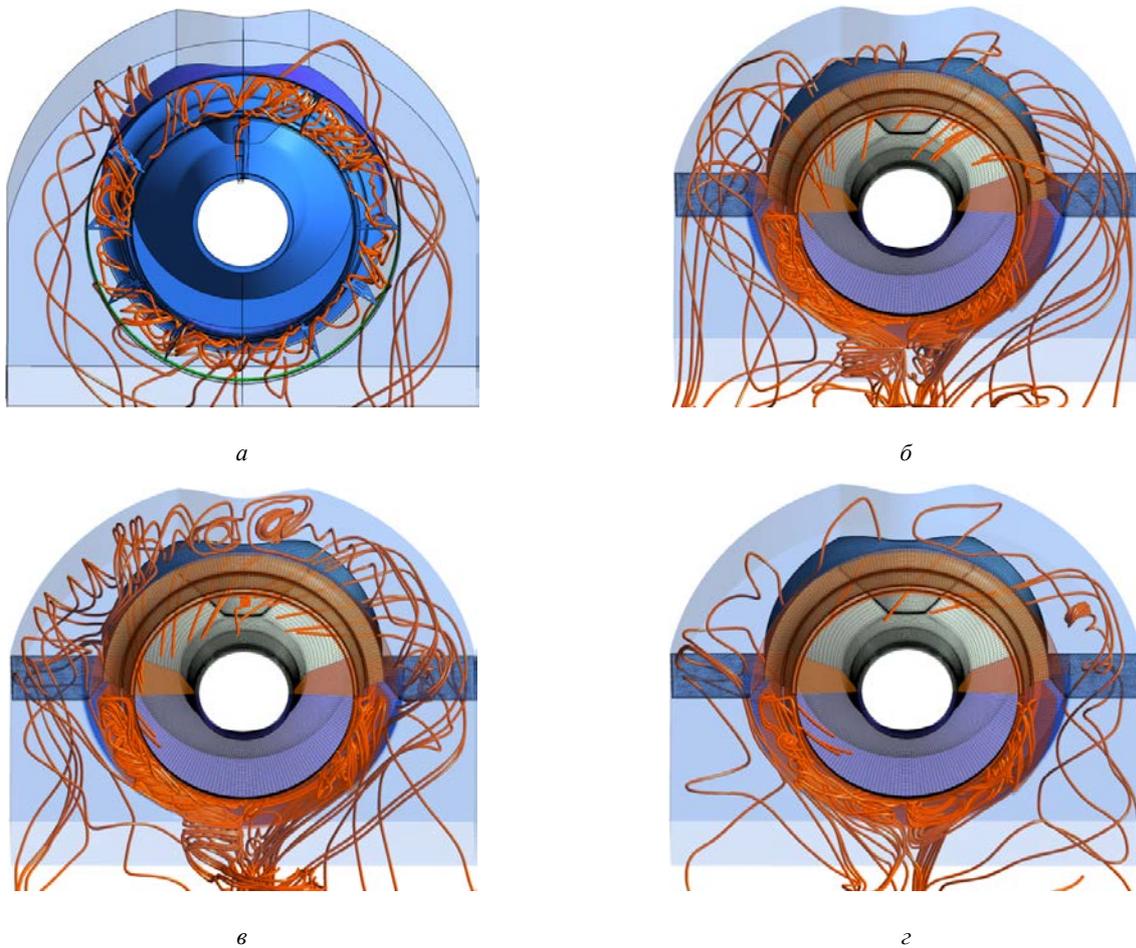


Рис. 4. Модели диффузора (вид по ходу пара):

a – L4 –диффузор исходный, камера влагоудаления с отверстиями; *б* – L4 – разрезной, 100 % G; *в* – L4 – разрезной, 60 % G; *г* – L4 – разрезной, 40 % G; камера влагоудаления со щелями

Расход инъекции через кольцевую щель в обечайке диффузора (при закрытых окнах) составляет около 2,99 кг/с, расход пара через цилиндрическую поверхность выхода из ДФ ~ 51,14 кг/с, расход пара на выходе из ВП ~ 52,1 кг/с. Разница в расходах (с учетом нестационарности в патрубке) составляет

величину расхода от сброса пара через указанные выше щели.

Таким образом, в варианте **L4_M** расход пара в инъекцию в сравнении с **L4** возрастает, сброс пара из камеры влагоудаления через тангенциальные щели снижается.

Таблица 1 – Потери кинетической энергии на ступени, неравномерность давления на входе в ДФ

Режим	Расход кг/с	Потери отн. перепада на ступень		Реакция ср. радиус	Потери вых. ск	α_2° ср. радиус
		статор	ротор			
L4-100 %	53,83	0,0451	0,036	0,4385	0,1338	112,6
L4_M 100 % G	52,8	0,0441	0,0362	0,460	0,136	108,34
L4_M 60 % G	33,75	0,0598	0,0495	0,2495	0,252	150,75
L4_M 40 % G	22,05	0,081	0,1082	0,1117	0,613	159,10

Таблица 2 – Осредненные по расходу параметры в сечениях выхлопного тракта, коэффициент неравномерности, потери на ВП

Вариант	G, кг/сек, вх ДФ	GV вх ДФ, м ³ /сек	$\zeta_{\text{ПОЛН}}$ ВП	$\zeta_{\text{ВНУТР}}$ потери ВП	$R_{\text{ДИНАМ}}$ вх ДФ, Па	Ω_u вых ВП
L4 100 % G	49,24	2117	0,81	0,25	620	0,425
L4_M 100 % G	49,35	2263	0,739	0,234	634	0,388
L4 60 % G	32,84	1301	1,4	1,10	837	0,763
L4_M 60 % G	30,05	1388	1,35	0,998	755	0,802
L4 40 % G	22,05	821	1,41	1,2	1101	0,469
L4_M 40 % G	20,77	870	1,37	1,147	1021	0,736

По результатам расчетов для номинального режима потери в каналах ступени, отнесенные к перепаду на ступень, и КПД вариантов ступени (табл. 1) **L4** и **L4_M** отличаются мало. Потери с выходной скоростью несколько выше варианта для **L4_M** и составляют 13,6 %.

Объемный расход пара при массовом расходе за ступенью 49,35 кг/с составляет 2266 м³/с в сравнении с исходным вариантом **L4**, в котором объемный расход составляет 2117 м³/с при массовом расходе за ступенью 49,24 кг/с.

Коэффициенты неравномерности давления на поверхности входа в ДФ для данного варианта выше, чем в исходном варианте **L4**, потери полного давления снижаются (табл. 2).

Применение варианта **L4_M** увеличивает наполненность сборной камеры, уменьшает объем и количество безрасходных зон, особенно под камерой влагоудаления вблизи плоскости симметрии конструкции. Нижняя половина сборной камеры работает лучше исходного варианта.

На частичных режимах 60 % G и 40 % G закрутка пара за РК вызывает выраженную диагональную структуру потока, прижатие потока к обечайке диффузора в дополнение к действию струи надбандажной протечки и кольцевой инжекции в канал диффузора вдоль обечайки. Нестационарность потока в пространстве диффузора снижается, разница в расходах через верхнюю и нижнюю половины ДФ также снижается.

Режим L4_M 60 % G (рис. 4, 5, 6). В корневом поясе с середины канала РЛ наблюдается отрыв потока от втулки высотой 12 % длины лопатки, который переходит в развитый отрыв потока от втулочной поверхности диффузора. В среднем поясе РЛ область пониженных скоростей, которая на режимах, близких к номинальному, связана с ударом потока в животик РЛ, уменьшена и деформирована из-за уменьшения угла атаки кромок вследствие диагональности структуры. Поток на входе в ДФ

закручен со средним углом α_2 около 150,75 градусов. Структура потока диагональная со средним меридиональным углом около 38,1 градус, средняя влажность – 10 %, что приводит к некоторой стабилизации границ отрывных областей и снижает уровень нестационарности расхода на выхлопе в сравнении с режимом **L4_M**.

В диффузоре поток тормозится от средней скорости на входе 0,657 М (при давлении 3103 Па) до средней скорости на выходной цилиндрической поверхности диффузора 0,537 М (при давлении 2922 Па).

В сечении выхода ВП поток движется со среднемассовой скоростью 155,4 м/с при давлении до 2873 Па. На выходе из переходного патрубка поток теряет скорость до 0,114 М (45,6 м/с) при давлении 2840 Па и средней расходной составляющей скорости 43,3 м/с. Разница между давлением в конденсаторе в 100 Па связана с нестационарностью в переходном патрубке. Осредненное динамическое давление на входе в диффузор составляет 755 Па, оценка среднего динамического давления инжекции около 310 Па. Коэффициент потерь полного давления в диффузоре 1,32, в патрубке в среднем около 1,4±0,1.

Режим L4_M 40 % G (рис. 4, 5, 6). Поток на входе в ДФ сильно закручен, средний угол $\alpha_2 \sim 159$ градусов в ядре входного течения, структура потока диагональная со средним меридиональным углом около 50 градусов, средняя влажность – 7,65 %.

Отрыв от обечайки происходит на середине выпуклой оболочки диффузора и является более интенсивным, чем для режима **L4_M 60 %**. Надбандажная протечка и струя инжекции не являются стабилизирующими факторами при обтекании внешней оболочки ДФ вследствие интенсивной закрутки потока. Диагональная структура приводит к стабилизации границ отрывных областей в диффузоре, пространство сборной камеры не заполнено, существуют значительные градиенты скорости.

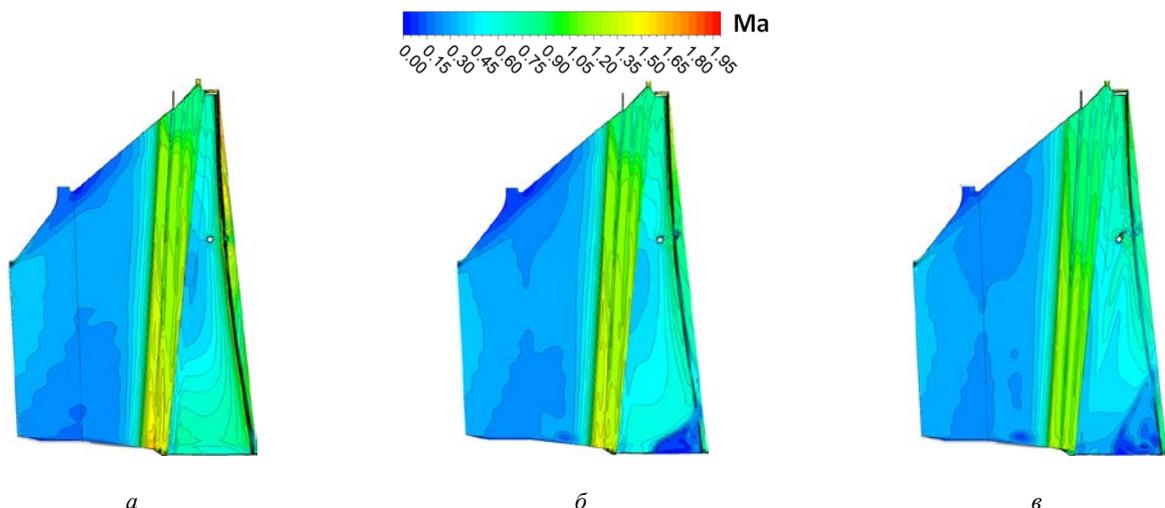


Рис. 5. Поля относительных чисел Маха на среднеканальной поверхности ступени на режимах: а – L4_M 100 % G; б – L4_M 60 % G; в – L4_M 40 % G

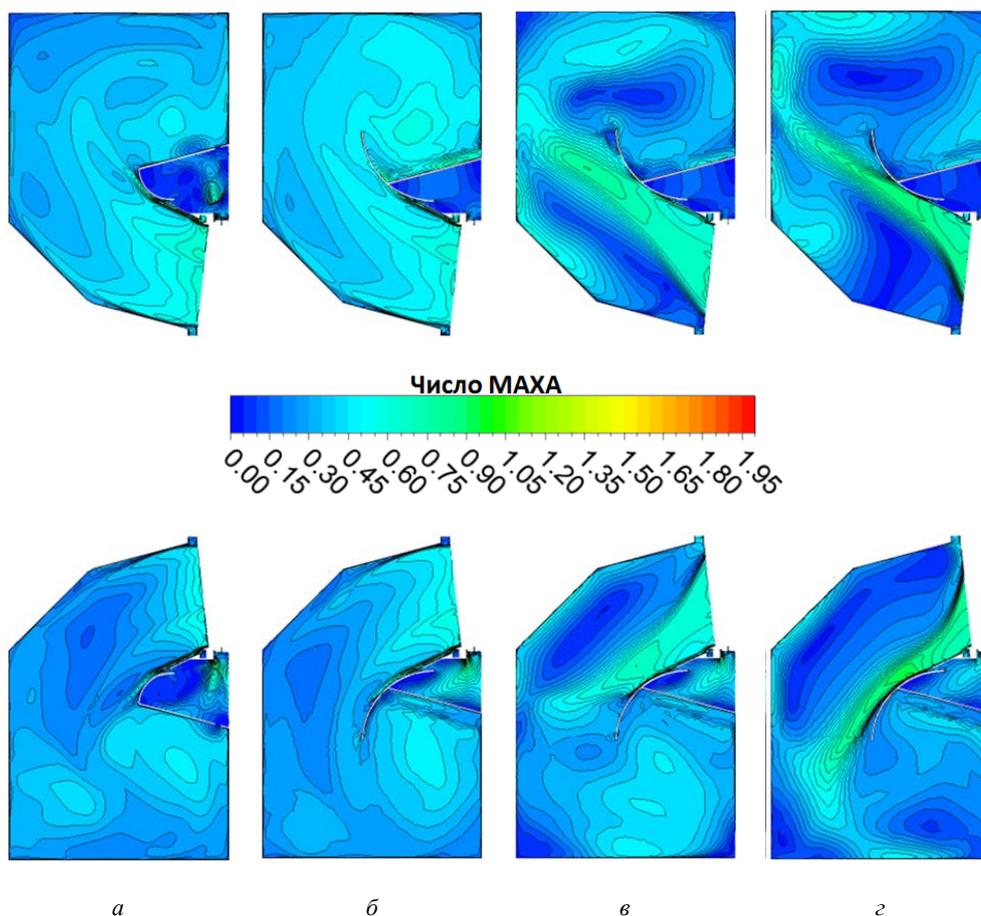


Рис. 6. Поля чисел Маха в плоскости горизонтального разреза на режимах:
 а – L4; б – L4_M 100 %; в – L4_M 60 %; з – L4_M 40 %

В корневом поясе с середины канала РЛ наблюдается отрыв потока от втулки высотой ~ 25 % длины лопатки, который переходит в отрыв потока от втулки ДФ.

По коэффициенту неравномерности выхлопа Ω_{II} в сечении соединения с переходным патрубком наблюдается максимум вблизи режима 60 % G. Затем коэффициент Ω_{II} имеет тенденцию к снижению с падением расхода через отсек, аналогично патрубку L4, однако для L4 падение неравномерности для режима 40 % G более значительно. По-видимому, это связано со стабилизирующим влиянием закрутки потока в сборной камере. Внутренние потери и полные потери в патрубке L4_M для всех режимов ниже, чем для патрубка L4, однако разница в значениях незначительна.

Заключение. 1. Представлены результаты исследований газодинамических параметров проточной части выхлопного тракта с вариантом разрезного диффузора в диапазоне режимов. Исследования выполнены на влажном паре с табличными свойствами при использовании равновесной модели течения, с учётом отсосов пара из межвенцового зазора ступени, утечки через надбандажную щель, инъекции пара в диффузор и сброса части пара из камеры влагоудаления в сборную камеру ВП.

2. Применение ВП с асимметричным диффузором и щелями в стенке нижней половины камеры влагоудаления (L4_M) увеличивает наполненность сборной камеры, уменьшает объем и количество малорасходных зон, особенно под камерой влагоудаления вблизи плоскости симметрии конструкции. Нижняя половина сборной камеры функционирует лучше исходного варианта. Полные потери снижаются для всех режимов.

3. Последняя ступень отсека работает без сквозного противотока в корневом поясе вплоть до режима M 40% G.

Список литературы

1. Швецов В. Л. Опыт ОАО «Турбоатом» в создании и совершенствовании энергосберегающего оборудования для тепловых и атомных электростанций. *Вісник Нац. ун-та «ХП»*. Сер.: *Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування*. Харків: НТУ «ХП». 2006. № 5. С. 6–11.
2. Мигай В. К., Гудков Э. И. *Проектирование и расчёт выхлопных диффузоров турбомашин*. Ленинград: Машиностроение, 1981. 272 с.
3. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. *Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин*. Москва: Энергия, 1970. 384 с.
4. Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. *Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин*. Москва: МЭИ, 2002. 273 с.
5. Гоголев И. Г., Дроконов А. М. *Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин*. Брянск: Грани, 1995. 258 с.

6. Юдин Ю. А., Косяк Ю. Ф., Конев В. А., Гаркуша А. В., Галацан В. Н., Гудков Э. И., Тарасенко В. В., Сарабун В. Н. Авт. св. SU1724903A1, СССР. *Выхлопная часть паровой турбины*. 1992.
7. Солодов В. Г., Конев В. А. Анализ эффективности вариантов выхлопного отсека паровой турбины. *Энергетика. Известия вузов БНТУ*. 2019.
8. Дейч М. Е. *Газодинамика решеток турбомашин*. Москва: Энергоатомиздат, 1996. 527 с.
9. Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. Сертификат гос. регистр. авт. прав УГААСП № 5921. *Научно-прикладной программный комплекс MTF5® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы*. 2002.
10. Авт. св. SU1839520A1, СССР. *Выхлопная часть осевой турбомашин*. 1989.
11. *РТМ 108.020.120-77 Аэродинамическое профилирование и расчёт выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин*.
12. Касилов В. Ф., Галацан В. Н., Конев В. А., Денисов В. Н. Исследование выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины. *Теплоэнергетика*. 1990. № 5. С. 35–39.
13. Касилов В. Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин. *Теплоэнергетика*. 2000. № 11. С. 28–33.
14. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. *Переменные и переходные режимы в паровых турбинах*. Москва: Энергоиздат, 1982. 496 с.
15. Vargaftik V. B. *Handbook of thermophysical properties of gases and liquids*. Moscow: Nauka, 1972. 720 p.
16. *Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин* / ред. Черникова В. А. Ленинград: Машиностроение, 1980. 263 с.
17. 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. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14, no. 2. P. 136–141.
18. Идельчик И. Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.
19. Cherkashenko M. Synthesis of Discrete Drives Control Systems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 4–9.
20. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 220 p.
1970. 384 p.
4. Zaryankin A. E., Simonov B. P. *Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin* [Exhaust Hoods of Steam and Gas Turbines]. Moscow, MEI Publ., 2002. 273 p.
5. Gogolev I. G., Drokonov A. M. *Aerodinamicheskie kharakteristiki stupeny i patrubkov teplovykh turbin* [Aerodynamical characteristics of Stages and pipes of Heat Turbines]. Bryansk, Grani Publ., 1995. 258 p.
6. Yudin Yu. A., Kosyak Yu. F., Konev V. A., Garkusha A. V., Galatsan V. N., Gudkov E. I., Tarasenko V. V., Sarabun V. N. *Vykhlopnyaya chast' parovoy turbiny* [Exhaust Part of Steam Turbine]. Patent USSR, no. SU1724903A1, 1992.
7. Solodov V. G., Konev V. A. Analiz effektivnosti variantov vykhlopnogo otseka parovoy turbiny. *Energetika* [Analysis of Efficiency of Variants of Steam Turbine Exhaust Compartment. *Energetika*]. *Izvestiya vuzov BNTU*. 2019.
8. Deych M. E. *Gazodinamika reshetok turbomashin* [The Aerodynamics of Turbines Grids]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1996. 527 p.
9. Solodov V. G., Starodubtsev Yu. V. *Nauchno-prikladnoy programmy kompleks MTF5® dlya rascheta trekhmernykh vykhlopnogo otseka parovoy turbiny* [Scientific Application Software MTF5® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Flows of Liquids and Gases in the Regions of Arbitrary Form]. Patent UGAASP, no. 5921, 2002.
10. *Vykhlopnyaya chast' osevoy turbomashiny* [Exhaust Part of Axial Turbine]. Patent USSR, no. SU1839520A1, 1989.
11. *РТМ 108.020.120-77 Аэродинамическое профилирование и расчёт выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин* [Aerodynamic Profiling and Calculation of Exhaust Hoods of Low-pressure Cylinders of Steam turbines].
12. Kasilov V. F., Galatsan V. N., Konev V. A., Denisov V. N. Issledovanie vykhlopnogo patrubka TsND parovoy turbiny [The Study of L.P.C. Exhaust Hood of Steam Turbine]. *Teploenergetika*. 1990, no. 5, pp. 35–39.
13. Kasilov V. F. Issledovanie sredstv aktivnogo vozdeystviya na zakruchennoe techenie v sbornoy kamere vykhodnykh patrubkov tsilindrov nizkogo davleniya parovykh turbin [The Study of Active Impact on the Swirled Flow in hoods of Outlet Pipes of LPC of Steam Turbines]. *Teploenergetika*. 2000, no. 11, pp. 28–33.
14. Samoylovich G. S., Troyanovskiy B. M. *Peremennye i perekhodnye rezhimy v parovykh turbinakh* [Variable and Transfer Regimes in Steam Turbines]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 496 p.
15. Vargaftik V. B. *Handbook of thermophysical properties of gases and liquids*. Moscow, Nauka Publ., 1972. 720 p.
16. Chernikov V. A., ed. *Aerodinamicheskie kharakteristiki stupeny teplovykh turbin* [Aerodynamic Characteristics of Heat Turbine Stages]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 263 p.
17. 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. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, no. 2, pp. 136–141.
18. Idel'chik I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 672 p.
19. Cherkashenko M. Synthesis of Discrete Drives Control Systems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 4–9.
20. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 220 p.

References (transliterated)

1. Shvetsov V. L. Opyt OAO "Turboatom" v sozdani i sovershenstvovanii energosberegayushchego oborudovaniya dlya teplovykh i atomnykh elektrostantsiy [The experience of "Turboatom" in creation and development of power equipment for heat and nuclear plants]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2006, no. 5, pp. 6–11.
2. Migay V. K., Gudkov E. I. *Proektirovanie i raschet vykhodnykh diffuzorov turbomashin* [Design and Calculation of Output Diffusers of Turbomachines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 272 p.
3. Deych M. E., Zaryankin A. E. *Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnnykh patrubkov turbomashin* [The Gasdynamics of Diffusers and Exhaust Hoods of Turbomachines]. Moscow, Energiya Publ., 1970. 384 p.
4. Zaryankin A. E., Simonov B. P. *Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin* [Exhaust Hoods of Steam and Gas Turbines]. Moscow, MEI Publ., 2002. 273 p.
5. Gogolev I. G., Drokonov A. M. *Aerodinamicheskie kharakteristiki stupeny i patrubkov teplovykh turbin* [Aerodynamical characteristics of Stages and pipes of Heat Turbines]. Bryansk, Grani Publ., 1995. 258 p.
6. Yudin Yu. A., Kosyak Yu. F., Konev V. A., Garkusha A. V., Galatsan V. N., Gudkov E. I., Tarasenko V. V., Sarabun V. N. *Vykhlopnyaya chast' parovoy turbiny* [Exhaust Part of Steam Turbine]. Patent USSR, no. SU1724903A1, 1992.
7. Solodov V. G., Konev V. A. Analiz effektivnosti variantov vykhlopnogo otseka parovoy turbiny. *Energetika* [Analysis of Efficiency of Variants of Steam Turbine Exhaust Compartment. *Energetika*]. *Izvestiya vuzov BNTU*. 2019.
8. Deych M. E. *Gazodinamika reshetok turbomashin* [The Aerodynamics of Turbines Grids]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1996. 527 p.
9. Solodov V. G., Starodubtsev Yu. V. *Nauchno-prikladnoy programmy kompleks MTF5® dlya rascheta trekhmernykh vykhlopnogo otseka parovoy turbiny* [Scientific Application Software MTF5® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Flows of Liquids and Gases in the Regions of Arbitrary Form]. Patent UGAASP, no. 5921, 2002.
10. *Vykhlopnyaya chast' osevoy turbomashiny* [Exhaust Part of Axial Turbine]. Patent USSR, no. SU1839520A1, 1989.
11. *РТМ 108.020.120-77 Аэродинамическое профилирование и расчёт выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин* [Aerodynamic Profiling and Calculation of Exhaust Hoods of Low-pressure Cylinders of Steam turbines].
12. Kasilov V. F., Galatsan V. N., Konev V. A., Denisov V. N. Issledovanie vykhlopnogo patrubka TsND parovoy turbiny [The Study of L.P.C. Exhaust Hood of Steam Turbine]. *Teploenergetika*. 1990, no. 5, pp. 35–39.
13. Kasilov V. F. Issledovanie sredstv aktivnogo vozdeystviya na zakruchennoe techenie v sbornoy kamere vykhodnykh patrubkov tsilindrov nizkogo davleniya parovykh turbin [The Study of Active Impact on the Swirled Flow in hoods of Outlet Pipes of LPC of Steam Turbines]. *Teploenergetika*. 2000, no. 11, pp. 28–33.
14. Samoylovich G. S., Troyanovskiy B. M. *Peremennye i perekhodnye rezhimy v parovykh turbinakh* [Variable and Transfer Regimes in Steam Turbines]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 496 p.
15. Vargaftik V. B. *Handbook of thermophysical properties of gases and liquids*. Moscow, Nauka Publ., 1972. 720 p.
16. Chernikov V. A., ed. *Aerodinamicheskie kharakteristiki stupeny teplovykh turbin* [Aerodynamic Characteristics of Heat Turbine Stages]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 263 p.
17. 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. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, no. 2, pp. 136–141.
18. Idel'chik I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 672 p.
19. Cherkashenko M. Synthesis of Discrete Drives Control Systems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 4–9.
20. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 220 p.

Поступила (received) 01.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Солодов Валерій Григорович (Солодов Валерий Григорьевич, Solodov Valerii) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Теоретична механіка та гідравліка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9607-8184>; e-mail: solodov.v@gmail.com

Конев Володимир Опанасович (Конев Владимир Афанасьевич, Konev Vladimir) – Публічне акціонерне товариство «Турбоатом», провідний інженер-конструктор; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8728-6491>; e-mail: vak1402@gmail.com