

**В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ**

### **ФОРМИРОВАНИЕ ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ПЕРСПЕКТИВНОГО ЦНД С РАБОЧЕЙ ЛОПАТКОЙ 1650 ММ**

Рассмотрены результаты расчетно-конструкторских разработок и численных исследований проточной части выхлопного отсека цилиндра низкого давления (ЦНД) в составе последней ступени с рабочей лопаткой 1650 мм с отсосом влагеомкого пара из межвенцового зазора, канала предвключенного межступенчатого зазора с отбором пара, выхлопного патрубка с учетом установки системы охлаждения и переходного патрубка. Представлены некоторые методические аспекты и сравнительные результаты исследований на основе численного эксперимента.

**Ключевые слова:** ЦНД, выхлопной отсек, диффузор, ступени, утечки пара, проточная часть, потери кинетической энергии, неравномерность давления, численная модель.

**В. Г. СОЛОДОВ, В. А. КОНЕВ**

### **РОЗРОБКА ВИХЛОПНОГО ВІДСІКУ ПЕРСПЕКТИВНОГО ЦНТ З РОБОЧОЮ ЛОПАТКОЮ 1650 ММ**

Розглянуто результати розрахунково-конструкторських розробок і чисельних досліджень проточної частини вихлопного відсіку циліндра низького тиску (ЦНД) у складі останнього ступеня з робочою лопаткою 1650 мм з відсмоктуванням вологеомкої пари з міжвінцевого зазору, каналу попередньо включеного між ступінчатого зазору з відбором пари, вихлопного патрубка з врахуванням установки системи охолодження, і перехідного патрубка. Представлено деякі методичні аспекти і порівняльні результати досліджень на підставі чисельного експерименту.

**Ключові слова:** ЦНТ, вихлопний відсік, витоки пари, диффузор, ступені, протікання пари, проточна частина, втрати кінетичної енергії, нерівномірність тиску, чисельна модель.

**V. SOLODOV, V. KONEV**

### **FORMATION OF PROSPECTIVE L.P.C. EXHAUST COMPARTMENT WITH THE 1650 MM BLADE LENGTH**

The results of computational design and numerical studies of the low-pressure cylinder exhaust chamber flow path with the last stage with a 1650 mm length blade are considered. The flow path of stage contained a suction of a moisture-intensive vapor from the interrow gap, a channel of the predetermined interstage gap with steam extraction, an exhaust pipe, taking into account the installation of the system cooling and transition nozzle. All the computations were based on the model of one speed wet steam flow without droplets and super cooling was not taken into account. The sectorial approach was applied to description of the interaction of the last stage and exhaust hood. The stages were considered in steady state formulation. The initial data and boundary conditions were taken basing on results of flow simulation of whole L.P.C flow path [1, 2]. Some methodological aspects and the directions of improving of studied facilities in numerical experiment by MTFs® code are discussed.

**Keywords:** L.P.C., exhaust compartment, flow path, stages, diffuser, steam leakage, flow section, kinetic energy loss, pressure non-uniformity, numerical model.

#### **Введение**

Выхлопные отсеки, включающие последнюю ступень и выхлопной тракт в составе выхлопного и переходного патрубков, занимают одно из центральных мест при разработке ЦНД, так как в мощных паровых турбинах потери с выходной скоростью составляют значительную величину от располагаемого теплотерпепада. Поэтому совершенствование характеристик выхлопного отсека может обеспечить повышение КПД турбоагрегата. Эффективность выхлопного отсека определяется эффективностью последней ступени и выхлопного тракта в условиях их взаимовлияния. Это проявляется во влиянии неравномерности гидравлического сопротивления выхлопного тракта в окружном и радиальном направлении, закрутки влажнопарового потока за рабочей решеткой, утечек из систем внутриканального и периферийного влагуудаления, через надбандажный зазор и др. Существуют

тая тенденция к увеличению размеров последних ступеней требует увеличения размеров выхлопных патрубков. В этой связи создание нового выхлопного отсека ЦНД с увеличенной торцевой площадью рабочей решетки последней ступени является комплексной задачей, решение которой может быть эффективным только при учете взаимовлияния ступени и патрубка, и может обеспечить заметное повышение КПД турбоагрегата. Данная работа является продолжением работ [1, 2] в процессе разработки проекта перспективного ЦНД с длиной рабочей лопатки последней ступени 1650 мм.

#### **1 Цель работы**

Формирование и совершенствование проточной части выхлопного отсека с учетом реальных граничных условий на номинальном режиме методом численного эксперимента.

## 2 Краткая характеристика выхлопного тракта

Геометрические характеристики объекта исследований приведены в табл. 1. Последняя ступень работает на влажном паре, поступающем из предпоследней ступени через канал межступенчатого зазора с отбором пара. Меридиональный обвод этого канала образован специальным профилированным кольцом, прикрепленным к ободу диафрагмы предпоследней ступени через дистанционные втулки для формирования кольцевой щели отсоса влажного пара. Между кольцом и ободом диафрагмы последней ступени существует кольцевая щель отбора пара в систему регенерации. Рабочие лопатки предпоследней ступени имеют полочные бандажи, образующие с козырьком диафрагмы периферийное лабиринтное проточное уплотнение рабочего колеса. Часть основного расхода из рабочей решетки с расходом утечки из уплотнения отводится в отбор, а остальной пар поступает в последнюю ступень.

Характерными особенностями последней ступени с рабочей лопаткой 1650 мм являются небольшая «обратная закрутка» сопловых лопаток с уменьшением угла выхода потока из сопловых каналов от корня к периферии, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная цельно фрезерованная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Переувлажненный пар отводится из кольцевой камеры в выхлопной патрубок. Рабочее колесо уплотнено специальным профилированным кольцом. Кольцевой надбандажный канал утечки пара образуется между наружной поверхностью бандажа, имеющего форму многогранника с 112 гранями, и внутренней поверхностью кольца (козырька).

В последней ступени имеется отсос влажного пара из периферийной зоны межвенцового зазора через две кольцевых щели шириной 4 и 11 мм, которые образованы специальным кольцом между ободом диафрагмы и козырьком. Указанное кольцо образует меридиональный обвод межвенцового зазора ступени. Сброс влажного пара осуществляется в камеру влагоудаления, а из нее через систему отверстий в кольцевой стенке камеры в сборную камеру выхлопного патрубка.

Обтекаемая поверхность козырька является частью обечайки диффузора выхлопного патрубка. Со второй частью обечайки она сочленяется с образованием радиального уступа. В базовом варианте сочленения козырька с обечайкой диффузора коллектор с форсунками для охлаждения пара на холостом ходу устанавливается на выходной кромке обечайки диффузора.

Разрабатываемая конструкция перспективного ЦНД с последней ступенью и рабочей лопаткой длиной 1650 мм принята с традиционным подвальным расположением конденсатора. Последняя ступень соединяется с горловиной конденсатора

выхлопным трактом, конструктивно состоящим из выхлопного и переходного патрубков (рис. 1).

Выхлопной патрубок (ВП) состоит из осерадиального диффузора и сборной камеры с элементами силовой системы. Данный ВП не имеет встроенного опорного подшипника, поэтому элементы силовой системы обеспечивают прочность сборной камеры под воздействием только атмосферного давления. В качестве основной принята стержневая система жесткости. Основные размеры выхлопного тракта представлены в табл. 1.

Переходный патрубок (ПП) служит для формирования перехода от выхлопного патрубка к горловине конденсатора, размещен ниже плоскости выхлопа ВП.

## 3 Методика расчета и обработки полей газодинамических величин

Интегральные массовые и энергетические характеристики элементов проточной части вычислялись в характерных сечениях: на входе в патрубок, по кромкам сопловых и рабочих лопаток. Осреднение параметров в этих сечениях выполнялось по методике [3]. Интегральные внутренние потери полного давления и кинетической энергии (КЭ) на участках между сечениями определялись по общепринятым формулам [4–6].

Для каналов сопел и РЛ потери КЭ вычислялись по сечениям на расстоянии 2–3 диаметров входных/выходных кромок и таким образом не учитывали потери КЭ в надбандажных и диафрагменных протечках, а также полные потери вследствие отборов и отсосов пара.

Течение в каждой расчетной подобласти описано полной системой уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного комплекса *MTFS*<sup>®</sup> [5, 6], на основе неявной разностной *TVD* схемы конечных объемов 2-го порядка точности и варианта алгоритма [6], обеспечивающего эффективное расщепление вычислений для многопроцессорных платформ. Расчётные подобласти аппроксимировались неструктурированными гексагональными сетками. Турбулентные эффекты описывались на основе *SST* модели Ментера [7]. Расчеты выполнены на основе табличной модели влажного пара и приближения равновесной конденсации. Для сложных областей применен блочно-структурированный сеточный метод [6]. Для последней ступени ЦНД в расчетной области соплового аппарата выбрано около 1,5 млн гексаэдров и 2,5 млн. гексаэдров в области рабочего канала. Описан проволочный бандаж рабочей лопатки. Выхлопной патрубок, камера влагоудаления и переходный патрубок аппроксимировались сеткой около 10,5 млн. гексаэдров.

Таблица 1 – Геометрические характеристики элементов отсека

| Ступень                  |  |       |
|--------------------------|--|-------|
| 1                        | Высота сопла $L_c$ , мм  | 1521  |
| 2                        | Корневой диаметр сопловой решетки $D_{с.к}$ , мм                   | 2940  |
| 3                        | Угол периферийного меридионального раскрытия $\gamma_{с.л}$ , град | 35    |
| 4                        | Угол корневого меридионального раскрытия $\gamma_{с.к}$ , град     | 0     |
| 5                        | Корневой диаметр рабочей решетки $D_{л.к}$ мм                      | 2900  |
| 6                        | Периферийный диаметр рабочей решетки $D_{л.п}$ , мм                | 6200  |
| 7                        | Веерность рабочих лопаток $D_l/L_l$                                | 2,758 |
| Выхлопной патрубок (ВП)  |  |       |
| 1                        | Осевая длина $L_{ВП}$ , мм   | 2960  |
| 2                        | Ширина $B_{в.п.}$ , мм   | 15960 |
| 3                        | Высота крышки патрубка (верхней половины) $H_{кр}$ , мм            | 4530  |
| 4                        | Высота нижней половины патрубка $H_{в.п.}$ , мм                    | 3900  |
| 5                        | Степень расширения диффузора $n_d$                                 | 1,65  |
| 6                        | Степень расширения выхлопного патрубка $n_{п}$                     | 2,0   |
| Переходной патрубок (ПП) |  |       |
| 1                        | Осевая длина выходного сечения $L_{2ПП}$ , мм                      | 4885  |
| 2                        | Ширина входного сечения $B_{1ПП}$ , мм                             | 15960 |
| 3                        | Ширина выходного сечения $B_{2ПП}$ , мм                            | 15960 |
| 4                        | Высота $H_{ПП}$ , мм   | 7500  |
| 5                        | Степень расширения ПП $n_{ПП}$                                     | 1,65  |

Математическая модель ступени [5] выбрана стационарной, т.е. с осреднением потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. Угловая скорость вращения ротора 1500 об/мин. На интерфейсе ротора и входа ДФ применен секторный подход [6]. Входные граничные условия определялись из расчета ЦНД [1, 2] за ступенью № 4 по полным параметрам давления и температуры, углам потока и влажности, осредненных по окружной координате. Условия входа надбандажной протечки от 4-й ступени сформированы из расхода протечки величиной 4,84 кг/сек, и углов в цилиндрической системе координат и влажности. Расход пара в отбор перед 5-ой ступенью задавался 11,4 кг/сек при радиальном вытекании. Расходы отсека № 1 и № 2, расход надбандажной протечки в ступени № 5 формировались при установлении течения к стационарному состоянию. За переходным патрубком выставлялось противодействие в конденсаторе из теплового расчета ЦНД. Перепад на отсек в расчетах определялся средним полным давлением на входе в ступень около 26500 Па при давлении в конденсаторе 5100 Па.

#### 4 Анализ аэродинамических характеристик выхлопного отсека

Рассчитывались исходный бездиффузорный отсек **СТН0**, вариант с коллектором системы охлаждения на выходной кромке обечайки диффу-

зора **СТН1** и **СТН3** с устройством кольцевой камеры для коллектора системы охлаждения ВП. Также проведены исследования влияния высоты крышки в отсеке **СТН2** и кольцевой лопатки в диффузоре с устройством кольцевой камеры для коллектора системы охлаждения выхлопного патрубка **СТН4** и **СТН5**. Варианты **СТН4** и **СТН5** реализованы при различных конфигурациях промежуточной кольцевой лопатки.

В табл. 2,3 приведены некоторые результаты исследований, представленных **3D** моделей выхлопных отсеков ЦНД: средние интегральные газодинамические и энергетические параметры отсека в сечениях по зазорам ступени, на входе и выходе сборной камеры выхлопного патрубка и на выходе переходного патрубка. На рис. 2 дана схема протечек и течение в периферийной зоне последней ступени, на рис. 3 поля чисел Маха в меридиональной плоскости ступени и потери КЭ на рабочем венце. В модели отсека на периферии входа включена струя надбандажной протечки предвключенной ступени с расходом 4,84 кг/сек, которая направлена под углом 60° к фронту решетки (рис. 2). Вследствие закрутки входная струя протечки от 4-й ступени прилипает к обойме и полностью уходит в отбор в начале межступенчатого зазора перед сопловым аппаратом № 5. В модели отсека на периферии входа включена струя надбандажной протечки предвключенной ступени с расходом 4,84 кг/сек, которая направляется под углом 60° к фронту решетки (рис. 2).

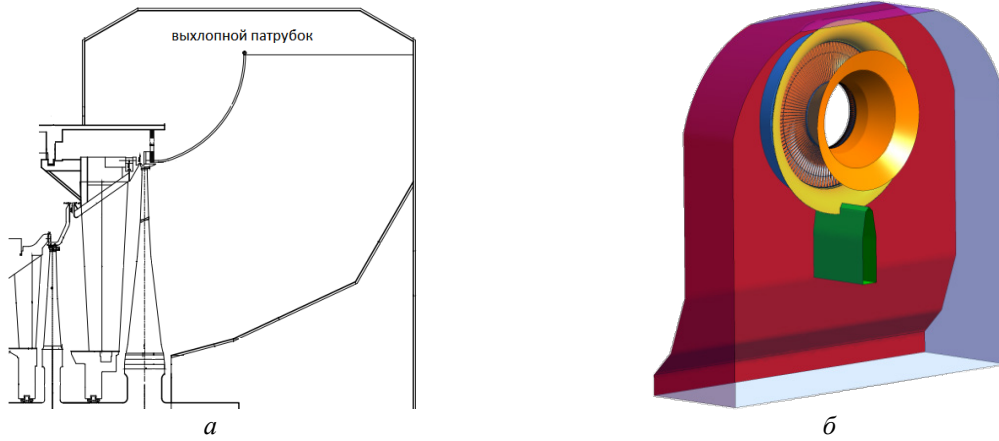


Рис. 1 – Схемы исследуемых объектов:  
 а – схемы элементов рассматриваемого отсека ЦНД; б – расчетной области

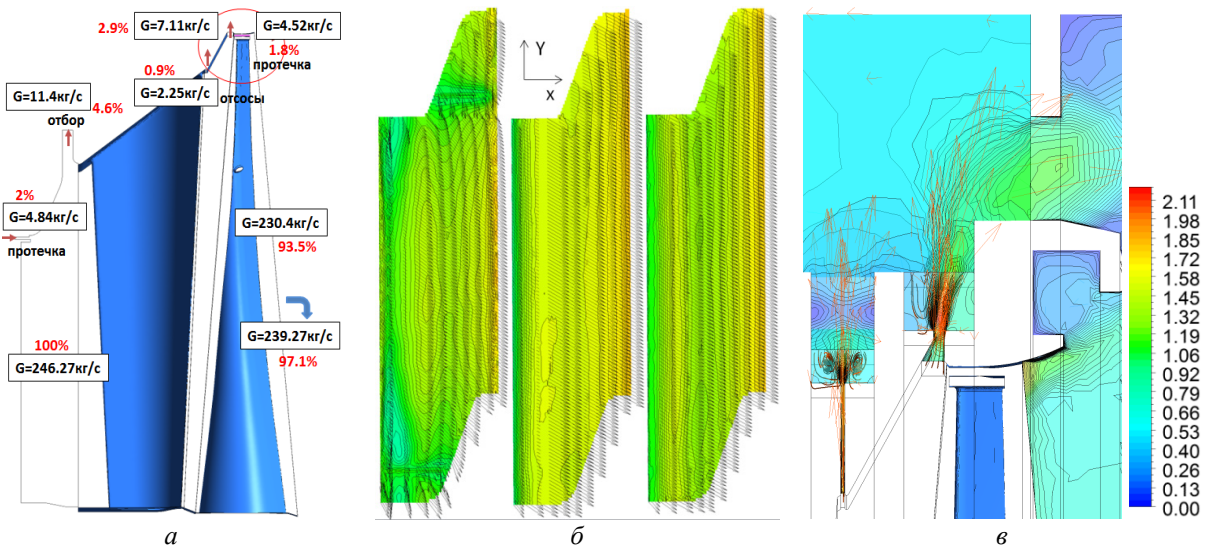


Рис. 2 – Схемы течений:  
 а – схема протечек; б – течение в надбандажной щели; в – числа Маха

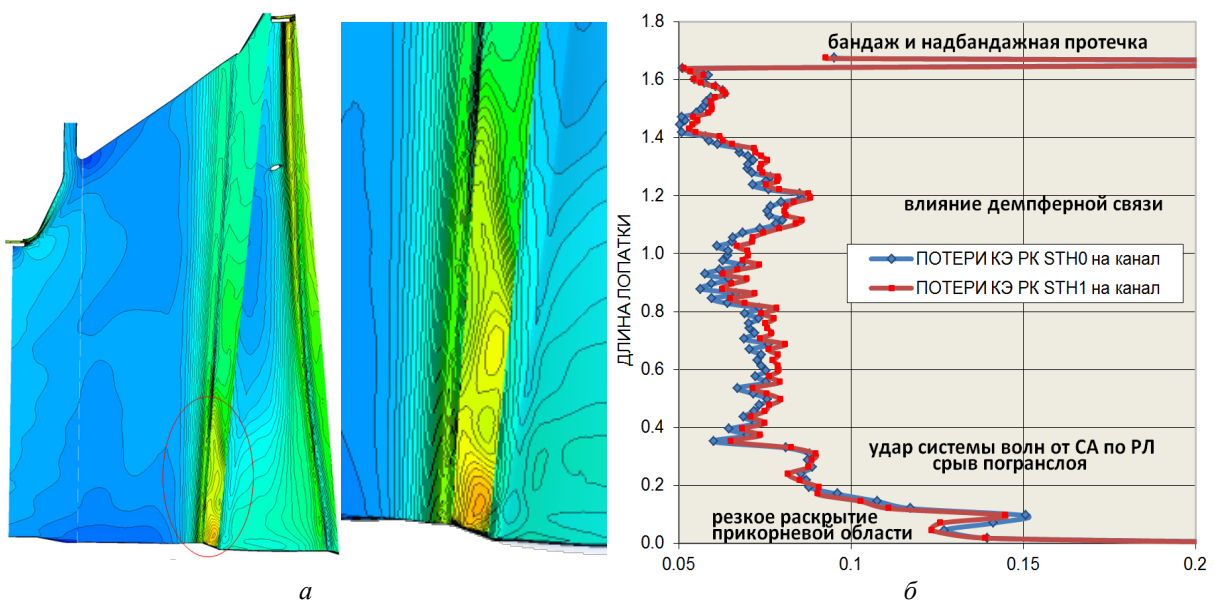


Рис. 3 – Поля чисел Маха и потери КЭ на рабочем венце:  
 а – поля числа Маха в меридиональной плоскости ступени; б – потери КЭ на рабочем венце

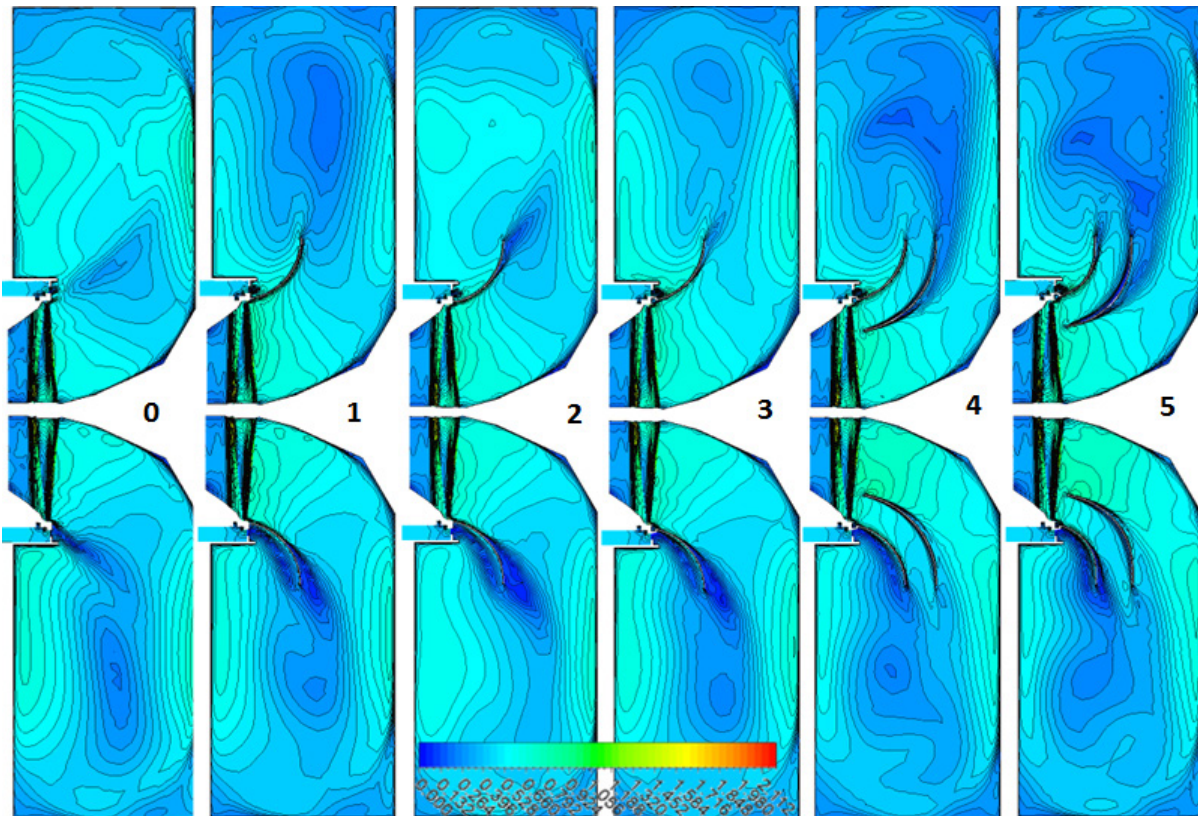


Рис. 4 – Поля числа Маха в плоскости горизонтального разреза патрубка:  
0–5 – варианты патрубка

Вследствие закрутки входная струя протечки от 4-й ступени прилипает к обойме и уходит в отбор перед сопловым аппаратом № 5. Углы потока на входе в 5-ю ступень в средних поясах сопловых лопаток на данном режиме составили до 26 град по отношению к оси турбины при ударе в животик удлинителей сопловых лопаток, что дало повышенные потери КЭ на соплах (рис. 3). В целом, ступень работает подобным образом с семейством патрубков **СТН1-СТН5**, демонстрируя близкие характеристики (см. табл. 3).

Течение в зазоре ступени (рис. 3) является сверхзвуковым с характерной системой ударных волн, представленных в увеличенном фрагменте привтулочной части зазора. На правой части рисунка дан график потерь кинетической энергии на рабочей лопатке, отнесенных к перепаду на канал, для вариантов отсека: с бездиффузорным патрубком **СТН0** и с вариантом **СТН1**. График потерь отражает эффект бандаж и надбандажной протечки, влияние демпферной связи, удар в вогнутую поверхность РЛ в среднем поясе, удар системы волн от соплового аппарата и раскрытие привтулочной области рабочего венца.

Патрубок **СТН2** имеет высоту крышки, увеличенную на 18 %. С этим фактором можно связать некоторые отличия параметров на входе в ВП, в сечении горизонтального разреза, и на выхлопе. Различия по числу Маха, скорости на входе в ВП, расходной составляющей скорости составляют

около 1 %, и находятся в пределах погрешности расчета от нестационарности, учитывая большие размеры отсека. Согласно результатам исследования, увеличение высоты крышки в **СТН2** привело к увеличению коэффициента полных потерь выхлопного патрубка на 4 % в сравнении с **СТН1**.

По результатам исследования отсека **СТН3** изменение обечайки ДФ в результате введения кольцевой камеры для коллектора с форсунками системы охлаждения выхлопного патрубка привело к увеличению коэффициента полных потерь патрубка на 9,8 % в сравнении с **СТН1**. В вариантах **СТН4, 5** кольцевая лопатка обтекается с развитым отрывом, при этом структура течения в **СТН5** хуже, чем в **СТН4**. Для **СТН4, 5** коэффициент потерь на ВП снижается, но при этом растет нестационарность параметров по амплитуде и частоте в связи с увеличением объемов отрывных областей на обечайке и кольцевой лопатке. Следует отметить, что в варианте **СТН5** внешний контур диффузора и лопатки на последней трети дуги загнут вертикально, пространство диффузора не заполняется, и поток отрывается, т.к. центробежная сила от закрутки не прижимает поток к обечайке и лопатке (рис. 4). Анализ коэффициентов окружной неравномерности давления на входе патрубка  $\Omega_p = (p_{\max} - p_{\min})/Q_{\text{вх}}$ ,  $Q_{\text{вх}} = 0,5\rho_{\text{вх}} C_{\text{вх}}^2$ , приведенных в табл. 2, показывает минимальное значение неравномерности для бездиффузорного вари-

анта **STH0**. Организация осерадиального диффузора увеличила этот коэффициент в 3 раза, но при этом коэффициент потерь уменьшился на 31 %. Увеличение высоты крышки патрубка на 18 % (вар. **STH2**) снизило неравномерность относительно вар. **STH1** в 1,86 раза. Устройство кольце-

вой камеры для коллектора с форсунками системы охлаждения выхлопного патрубка привело к уменьшению неравномерности в 1,3 раза. Коэффициент неравномерности в вариантах **STH4**, **STH5** увеличен из-за обратного влияния лопатки диффузора.

Таблица 2 – Неравномерность статического давления на входе в патрубок

| [Па]                  | $P_{max}$ | $P_{min}$ | $Q_{вх}$ | $\Omega p$ | [Па]                  | $P_{max}$ | $P_{min}$ | $Q_{вх}$ | $\Omega p$ |
|-----------------------|-----------|-----------|----------|------------|-----------------------|-----------|-----------|----------|------------|
| <b>STH0: Обечайка</b> | 4850      | 4300      | 1290.8   | 0.426      | <b>STH3: Обечайка</b> | 5050      | 3650      | 1403.5   | 0.997      |
| Середина              | 5100      | 4750      | —        | 0.271      | Середина              | 5100      | 4250      | —        | 0.606      |
| Втулка                | 6250      | 6080      | —        | 0.132      | Втулка                | 6100      | 5700      | —        | 0.285      |
| <b>STH1: Обечайка</b> | 5100      | 3300      | 1416.8   | 1.295      | <b>STH4: Обечайка</b> | 5300      | 3500      | 1408.5   | 1.278      |
| Середина              | 5100      | 4000      | —        | 0.791      | Середина              | 5200      | 3800      | —        | 0.994      |
| Втулка                | 6100      | 5600      | —        | 0.360      | Втулка                | 6050      | 5350      | —        | 0.497      |
| <b>STH2: Обечайка</b> | 4600      | 3600      | 1432.9   | 0.698      | <b>STH5: Обечайка</b> | 5100      | 3300      | 1407.6   | 1.295      |
| Середина              | 4750      | 4150      | —        | 0.419      | Середина              | 5100      | 4000      | —        | 0.791      |
| Втулка                | 5850      | 5600      | —        | 0.174      | Втулка                | 6100      | 5600      | —        | 0.360      |

Таблица 3 – Интегральные параметры потока в сечениях отсека

| Сечение     | Параметр                | <b>STH0</b> | <b>STH1</b> | <b>STH2</b> | <b>STH3</b> | <b>STH4</b> | <b>STH5</b> |
|-------------|-------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Расход      | Расход выхлопа, кг/с    | 239.271     | 239.238     | 240.733     | 241.115     | 240.585     | 244.553     |
| Вых СА      | $R_{ст}$ выход СА, Па   | 14033.4     | 14006.9     | 14041.5     | 14038.3     | 14043.3     | 14015.8     |
|             | $M$ вых СА              | 0.991333    | 1.00066     | 0.998826    | 0.999037    | 0.998796    | 1.001       |
|             | $Y$ вых СА              | 0.128246    | 0.124215    | 0.124149    | 0.124162    | 0.124151    | 0.124       |
|             | $Ho$ вых СА, Дж/кг      | 2371480     | 2383210     | 2383210     | 2383210     | 2383210     | 2383210     |
|             | $T_{ст}$ вых СА, К      | 325.049     | 324.881     | 324.985     | 324.988     | 324.989     | 324.903     |
| Вход ВП     | $Co$ вых СА, м/с        | 397.062     | 401.621     | 401.07      | 401.167     | 401.063     | 401.666     |
|             | $R_{ст}$ вход ВП, Па    | 4879.3      | 4464.64     | 4406.36     | 4521.81     | 4489.35     | 4494.04     |
|             | $M$ вход ВП             | 0.659706    | 0.722533    | 0.731566    | 0.714618    | 0.718201    | 0.718000    |
|             | $Y$ вход ВП             | 0.155922    | 0.153943    | 0.154281    | 0.153697    | 0.153839    | 0.154000    |
|             | $Ho$ вход ВП, Дж/кг     | 2213890     | 2221520     | 2221130     | 2221890     | 2221590     | 2221630     |
| Гор. Разъём | $T_{ст}$ вход ВП, К     | 305.479     | 303.892     | 303.654     | 304.101     | 304.013     | 304.03      |
|             | $Co$ вход ВП, м/с       | 250.787     | 274.316     | 277.543     | 271.44      | 272.786     | 272.571     |
|             | $R_{ст}$ гор разъем, Па | 5260.36     | 5273.46     | 5101.26     | 5202.77     | 5212.01     | 5190.87     |
|             | $M$ гор разъем          | 0.503202    | 0.465178    | 0.502713    | 0.490628    | 0.462657    | 0.463000    |
|             | $Y$ гор разъем          | 0.148400    | 0.143973    | 0.144855    | 0.144584    | 0.143799    | 0.144000    |
| Выхлоп      | $Ho$ гор разъем, Дж/кг  | 2222360     | 2230880     | 2229670     | 2230510     | 2230930     | 2230680     |
|             | $T_{ст}$ гор разъем, К  | 306.847     | 306.899     | 306.306     | 306.659     | 306.690     | 306.617     |
|             | $Co$ гор разъем, м/с    | 192.601     | 178.748     | 192.893     | 188.346     | 177.664     | 177.913     |
|             | $R_{ст}$ выхлоп ПП, Па  | 5132.83     | 5136.22     | 5122.51     | 5125.70     | 5116.97     | 5113.62     |
|             | $M$ выхлоп              | 0.380963    | 0.358195    | 0.323915    | 0.357909    | 0.327994    | 0.307000    |
| ПП          | $Y$ выхлоп              | 0.14569     | 0.142117    | 0.141316    | 0.141898    | 0.141114    | 0.141000    |
|             | $Ho$ выхлоп, Дж/кг      | 2220300     | 2227690     | 2227450     | 2228090     | 2228250     | 2227050     |
|             | $T_{ст}$ выхлоп ПП, К   | 306.474     | 306.486     | 306.438     | 306.45      | 306.419     | 306.407     |
|             | $Co$ выхлоп ПП, м/с     | 146.249     | 137.905     | 124.824     | 137.822     | 126.377     | 118.160     |
|             | Потери ВП               | Потери ВП   | 1.043430    | 0.872726    | 0.926769    | 0.946833    | 0.898935    |
| Потери ПП   | Потери ПП               | 0.937618    | 0.682620    | 0.660320    | 0.724178    | 0.712745    | 0.717000    |

### Выводы

1. Разработана математическая модель и проведены расчётные исследования на влажном паре выхлопного отсека ЦНД составленного из выхлопного и переходного патрубков. Учтены надбандажная протечка и отбор перед последней ступенью, два кольцевых канала отсоса влажного пара из периферийной зоны межвенцового зазора и протечка пара через надбандажный канал.

2. Углы потока на входе в последнюю ступень получены из расчетов ЦНД [1, 2] и в средних

поясах сопловых лопаток на данном режиме составляют до 26 град по отношению к оси турбины, приводят к удару в животик сопловых лопаток, что дает повышенные потери КЭ на соплах.

3. Вследствие второго отсоса пара и влаги в межвенцовом зазоре поток отклоняется в меридиональной плоскости, поэтому при выходе из СА перед влагоудалением меридиональные углы выше углов теплового расчета на 10–12 град.

4. Импульс струи надбандажной утечки последней ступени с исследованными вариантами

диффузора не обеспечивает полностью безотрывное обтекание обечайки диффузора.

5. За ступенью существует закрутка потока, которая составляет около 18 град от осевого направления и порождает центробежный эффект, способствующий поджатию течения к обечайке диффузора.

6. Выхлопной тракт с обечайкой диффузора (вар. **СТН1**) эффективнее восстанавливает давление, чем бездиффузорный (вар. **СТН0**). По этой причине коэффициент полных потерь выхлопного патрубка уменьшается с 1,04 до 0,87. При этом потери КЭ на РЛ повышаются на 0,3 %, а потери на СА ступени уменьшаются на 0,15 %.

7. Коэффициент неравномерности давления для диффузорного варианта повышается в три раза в сравнении с бездиффузорным вариантом **СТН0**.

8. Изменение обечайки диффузора при организации камеры для коллектора системы охлаждения (вар. **СТН3**) приводит к увеличению коэффициента полных потерь ВП на 8,4 % в результате ухудшения формообразования профилированного козырька.

9. Увеличение высоты крышки ВП (вар. **СТН2**) на 18 % снижает окружную неравномерность давления за рабочим венцом в 2 раза, но приводит к увеличению коэффициента полных потерь выхлопного патрубка на 6,2 %. Данная тенденция совпадает с опытными данными [8].

10. Последние ступени характеризуются большим меридиональным периферийным раскрытием, что существенно затрудняет оптимизацию ступеней по традиционной методике их формообразования, особенно с учетом выхлопного отсека. Поэтому целесообразно в объеме работ по созданию перспективных ЦНД предусмотреть разработку и численные исследования последних и предпоследних ступеней ЦНД с применением направляющих аппаратов с комбинированной саблевидностью сопловых лопаток.

#### Список литературы

1. Солодов В. Г., Конев В. А. Совершенствование проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 42(1264). С. 43–50.
2. Солодов В. Г., Швецов В. Л., Конев В. А. Численная модель проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 8(1230). С. 6–12. doi: 10.20998/2078-774x.2017.08.01.

3. *Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин*. под ред. Черникова В.А. – Ленинград: Машиностроение, ЛО, 1980. 263 с.
4. *RTM 108.020.120-77 Аэродинамическое профилирование и расчёт выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин*.
5. Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. *Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс MTF5® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы*. Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. №5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002.
6. Солодов В. Г., Стародубцев Ю. В. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашине. В кн: *Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы*. Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. С. 134–157.
7. Солодов В. Г. *Моделирование турбулентных течений: Расчет больших вихрей*. Харьков: ХНАДУ, 2011. 168 с.
8. Мигай В. К., Гудков Э. И. *Проектирование и расчет выхлопных диффузоров турбомашин*. Ленинград: Машиностроение, 1981.

#### References (transliterated)

1. Solodov, V., and Konev, V. (2017), "Improvement of the flow path of L.P.C. of a powerful steam turbine taking into account leak system", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits*, 2017, no. 42(1264), pp. 43–50. (In Russian)
2. Solodov, V., Shvetsov, V., and Konev, V. (2017), "Numerical model of L.P.C. flow path with leak system of powerful steam turbine unit", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, 2017, no. 8(1230). pp. 6–12, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774x.2017.08.01 (In Russian).
3. *RTM 108.020.120-77 Aerodynamic profiling and calculation of exhaust nozzles of low-pressure cylinders of steam turbines*.
4. (1980), *Heat Turbine Stages Aerodynamical Characteristics*, Ed. By V.A. Chernikov V.A, Mashinostroenie, Leningrad, 262 p. (In Russian).
5. Solodov, V.G., Starodubtsev, Yu.V. (2002), "The Scientific Application Software MTF5® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Liquid and Gas Flows in Arbitrary Shape Domains", *Certificate of State Registration, Ukrainian State Agency of Copyrights and Related Rights*, No. 5921, 07.16.2002 (In Ukrainian).
6. Solodov, V.G., and Starodubtsev, Yu.V. (2004), "The experience of 3D modeling of compressible viscous turbulent flows in turbomachinery", In book: *Aerodynamics: Problems and Perspectives*, National Aerospace University "KhAI", Kharkov, 2004, pp. 134–157 (In Russian)/
7. Solodov, V.G., (2011), *Turbulent flow modeling. Large eddy simulation*, Publishing house KhNAHU, Kharkov, 168 p.
8. Migai V. K., Gudkov E. I. (1981), *Design and calculation of output diffusers of turbomachines*. Mashinostroenie, Leningrad.

Поступила (received) 15.01.2018

#### 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 ун-тет (ХНАДУ), завідувач кафедри «Теоретична механіка і гідравліка»; м. Харків, Україна; e-mail: solodov.v@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9607-8184>.

**Конев Володимир Афанасійович (Конев Владимир Афанасьевич, Konev Vladimir)** – інженер, м. Харків, Україна, e-mail: v.konev.1402@gmail.com.