

DOI: 10.18721/JEST.25404
УДК 621.165:532.556.2

С.А. Галаев, А.И. Кириллов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ И ВЫХОДНОМ ПАТРУБКЕ МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Дана мотивация к постановке задачи численного моделирования трехмерного нестационарного течения в проточной части отсека «последняя ступень – выходной патрубок» мощной паровой турбины. Приведены результаты численного моделирования структуры течения в выходном патрубке при штатном и удвоенном радиальном зазоре над бандажом рабочего колеса для случаев гладкого и ступенчатого сопряжения меридиональных обводов ступени и патрубка. Оценено влияние уступа на мощность последней ступени турбины и эффективность выходного патрубка. Показано, что при штатном радиальном зазоре сопряжение с уступом вызывает небольшое снижение мощности ступени, а при удвоенном радиальном зазоре применение уступа приводит к вдвое меньшему по величине повышению мощности ступени. Рассмотрено влияние уступа на структуру течения и локализацию потерь полного давления в патрубке.

Ключевые слова: паровая турбина, выходной патрубок, численное моделирование, нестационарное течение, сопряжение с уступом

Ссылка при цитировании:

Галаев С.А., Кириллов А.И., Рис В.В., Смирнов Е.М. Численное моделирование нестационарного течения в последней ступени и выходном патрубке мощной паровой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 4. С. 42–53. DOI: 10.18721/JEST.25404

Это статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

S.A. Galaev, A.I. Kirillov, V.V. Ris, E.M. Smirnov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

NUMERICAL SIMULATION OF UNSTEADY FLOW IN LAST STAGE AND EXHAUST HOOD OF A POWERFUL STEAM TURBINE

We have substantiated numerical studies of 3D unsteady turbulent flow in the flow section of the «last stage – exhaust hood» compartment of a powerful steam turbine. We have given the results of numerical simulation of the flow structure in the exhaust hood at normal and doubled radial clearance over the turbine impeller shroud ring for smooth and stepped conjugation of the meridian contours of the stage and the exhaust hood. The influence of the tip back-facing step on the power of the turbine's last stage and the exhaust hood efficiency is estimated. It is shown that stepped conjugation causes a slight decrease in the stage power at nominal radial clearance. When the radial clearance is doubled, using the step leads to an increase in the power of the stage but twice as small as in the nominal clearance case. The influence of the step on the flow structure and localization of total pressure losses in the exhaust hood is considered.



Keywords: steam turbine, exhaust hood, numerical simulation, unsteady flow, back-facing step conjugation

Citation: S.A. Galaev, A.I. Kirillov, V.V. Ris, E.M. Smirnov, Numerical simulation of unsteady flow in last stage and exhaust hood of a powerful steam turbine, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 25 (04) (2019) 42–53. DOI: 10.18721/JEST.25404

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение. Аэродинамические характеристики выходного патрубка и структура течения в нем оказывают значительное влияние на эффективность паровой турбины, а также на условия работы ее последней ступени и конденсатора. Проблема аэродинамического совершенствования выходных патрубков паровых турбин имеет многолетнюю историю. Трудность ее решения состоит в том, что на течение в патрубке существенно влияет предшествующая патрубку последняя ступень турбины. Поэтому для корректного исследования течения в работающем в составе проточной части турбины патрубке необходимо рассматривать область течения, содержащую, как минимум, последнюю ступень турбины и патрубок. Это обстоятельство значительно осложняет экспериментальные исследования и стимулирует применение численного моделирования для анализа структуры течения в выходных патрубках паровых турбин.

В настоящее время при численном моделировании трехмерного турбулентного течения в последних ступенях и в выхлопных системах паровых турбин чаще всего используют подход, основанный на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, записанных в предположении стационарности осредненного движения (см., например, [1–8]). В целях сокращения размерности расчетных сеток вычисления для областей направляющего аппарата (НА) и рабочего колеса (РК) проводятся при наложении условия периодичности с шагом направляющих и рабочих лопаточных решеток соответственно.

Такой подход не всегда обеспечивает необходимую точность расчетного анализа

структуры течения в патрубке и его аэродинамических характеристик. Во-первых, из-за искусственно наложенной окружной периодичности течения в ступени, которая в реальных условиях существенно нарушается обратным влиянием выходного патрубка осерadiальной конфигурации, имеющего повышенное гидравлическое сопротивление в верхней части. Во-вторых, вследствие нестационарности входных условий и нестационарного характера развитого отрывного течения, возникающего в типичных для паровых турбин выходных патрубках осерadiального типа с круглым поворотом потока.

В последние годы, в связи с прогрессом в развитии высокопроизводительных вычислительных средств и с расширением возможностей доступа к ним, появились работы, посвященные численному моделированию течения в проточных частях низкого давления мощных паровых турбин на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, записанных для нестационарного движения. Эти исследования связаны с анализом нестационарных явлений, возникающих в последних ступенях паровой турбины на режимах малых объемных расходов пара (см., например, [9–14]). Применительно же к анализу течения в осерadiальных выходных патрубках мощных паровых турбин такой подход не применялся.

Постановка задачи и методика численного моделирования

Расчетная область (рис. 1) состояла из двух лопаточных решеток (направляющего аппарата

та и рабочего колеса) и выхлопного патрубка. На входе в расчетную область задавалось распределение параметров, полученное в проектно-расчете осесимметричного стационарного течения в цилиндре низкого давления, в состав которого входила рассматриваемая ступень. Сечение выхода из расчетной области сдвинуто вниз по потоку относительно сечения на выходе из диффузора с целью смягчить влияние выходного граничного условия, в качестве которого задавалось постоянное по сечению и во времени давление в конденсаторе. В области направляющих лопаток течение полагалось периодическим с шагом НА. Течение в решетке РК, содержащей полный набор лопаток, рассчитывалось без наложения условия периодичности.

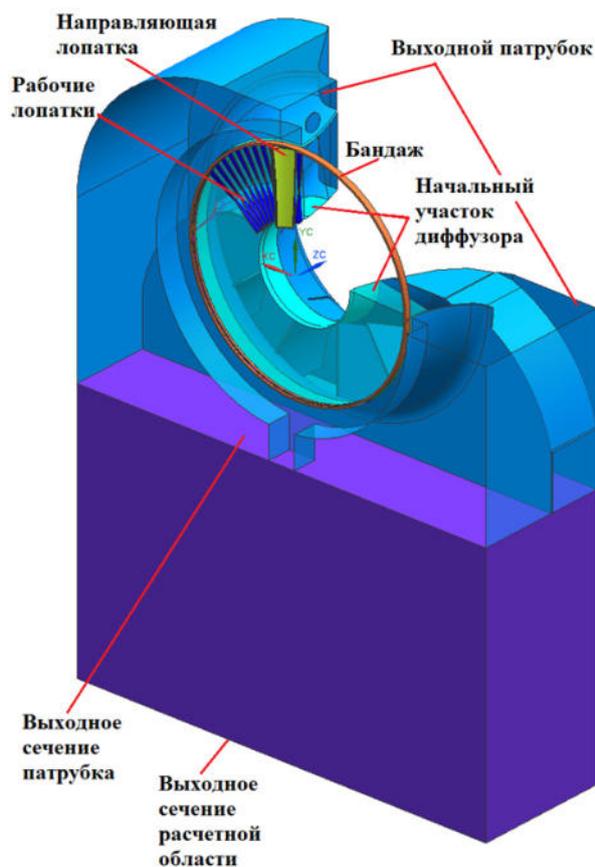


Рис. 1. Расчетная область
Fig. 1. Computational domain

Рабочие лопатки связаны кольцевым бандажом прямоугольного сечения (рис. 2, а) ограничивающим периферийный радиальный зазор, течение в котором подробно рассчитывалось. Рассмотрены два варианта радиального зазора: с полным бандажом, что соответствует проектному радиальному зазору, и со срезанным бандажом, когда кольцевой объем I (рис. 2, а) включается в область течения, что соответствует удвоенному радиальному зазору. Рассмотрены также два варианта меридиональных обводов проточной части: гладкое сопряжение периферийных обводов последней ступени и патрубка и ступенчатое (рис. 2, б). Данные для всех вариантов геометрии приведены в табл. 1.

Расчетная область покрывалась неструктурированными сетками. В областях НА, РК, надбандажной протечки и начального участка осерадиального диффузора (на рис. 2, б ограничен пунктирной линией) сетки – гексаэдральные. Область выходного патрубка заполнялась сеточными элементами двух типов: тетраэдрами в ядре потока и призматическими элементами около твердых стенок. Для повышения точности воспроизведения пограничных слоев сетки существенно сгущены к стенкам. В зоне надбандажной протечки и начального участка диффузора поперечный размер пристенных ячеек обеспечивал значение безразмерной координаты y^+ около единицы, в остальных блоках первый пристенный узел располагался в логарифмической области турбулентного пограничного слоя.

Расчетные сетки содержали 174 тыс. узлов в канале НА и по 196 тыс. узлов в каждом канале РК. В зоне надбандажной протечки для варианта с номинальным зазором содержалось 13.7 млн узлов, для варианта с двойным зазором – 16.8 млн узлов. На начальном участке диффузора для варианта с гладким сопряжением – 6.76 млн узлов, для варианта с уступом – 10.9 млн узлов. В оставшейся части выходного патрубка для варианта с гладким сопряжением – 2.43 млн узлов, для варианта с уступом – 2.38 млн узлов. Суммарное число узлов расчетной сетки – около 40 млн.

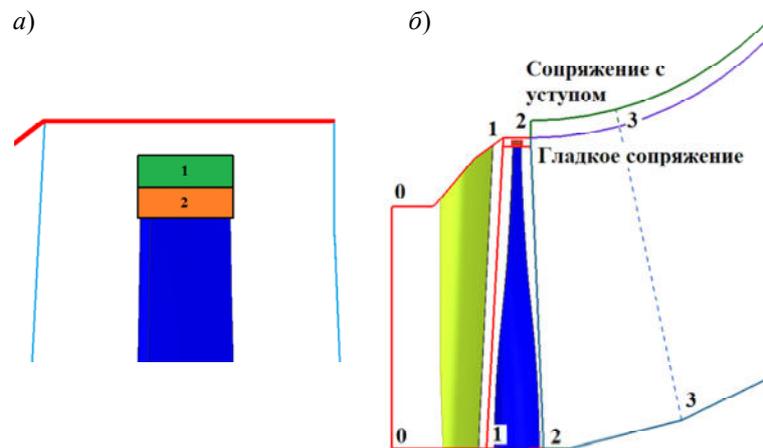


Рис. 2. Фрагменты проточной части: а) зона надбандажной протечки; б) меридиональный обвод и контрольные сечения:
 0 – входная граница расчетной области; 1 – 1 – граница стыковки блоков НА и РК;
 2 – 2 – граница стыковки РК и диффузора; (2 – 2) – (3 – 3) – начальный участок осерадимального диффузора с подробной расчетной сеткой у стенки

Fig 2. Fragments of the flow passage: а) tip clearance locality; б) flow passage meridional contour and control sections

Т а б л и ц а 1
Варианты геометрии проточной части
 Table 1
Flow geometry options

	Зазор 12 мм	Зазор 24 мм
Гладкое сопряжение	Вариант I	Вариант II
Сопряжение с кольцевым уступом высотой 70 мм	Вариант III	Вариант IV

Численные решения нестационарных уравнений Рейнольдса были получены с применением пакета ANSYS CFX 16.2*. Термодинамические параметры и транспортные свойства влажного пара определялись по стандартным табличным данным термодинамических свойств воды и водяного пара. Турбулентная вязкость рассчитывалась согласно $k-\omega$ SST мо-

дели турбулентности Ментера. Для аппроксимации конвективных потоков применена схема второго порядка (опция «High Resolution»). Для продвижения по времени использована неявная схема Эйлера второго порядка аппроксимации. Временной расчетный шаг составлял $7.14 \cdot 10^{-6}$ с, что соответствовало 1/20 периода поворота РК на один шаг решетки рабочих лопаток. Расчеты выполнялись для интервала времени, превышающего время одного оборота РК, что составляло более 2000 временных шагов.

Результаты численного моделирования

Данные численного моделирования представлены в виде полей параметров, характеризующих структуру течения, а также интегральных аэродинамических характеристик ступени и патрубка. Интегральные характеристики определены по параметрам, осредненным по времени и по окружной и радиальной координатам в характерных сечениях расчетной области (рис. 2). Осредненные параметры течения определялись по выборке, соответствующей одному обороту РК.

* Расчеты проводились с использованием ресурсов Суперкомпьютерного центра «Политехнический». URL: http://www.spbstu.ru/media/news/nauka_i_innovatsii/supercomputer-center-polytechnic-new-challenges/

Таблица 2

Интегральные показатели ступени

Table 2

Integral stage indicators

Параметр	Вариант	I	II	III	IV
Мощность ступени, МВт		15,80	15,15	15,61	15,26
Расход пара через надбандажный зазор по отношению к полному расходу, %		3,96	7,63	3,96	7,62
Давление на входе p_0 , кПа		26,76	26,75	26,76	26,75
Давление за РК p_2 , кПа		7,20	7,40	7,16	7,25
Выходная кинетическая энергия $c_2^2/2$, кДж/кг		27,99	33,52	29,15	35,51
Изоэнтروпийный перепад энтальпий в ступени h_0 , кДж/кг		184,8	181,3	185,5	183,9
Коэффициент потерь в НА ζ_1		0,0244	0,0321	0,0245	0,0320
Коэффициент потерь в РК ζ_2		0,1469	0,1375	0,1466	0,1342
К.п.д. ступени η_u		0,7384	0,7106	0,7339	0,7054

Аэродинамические характеристики ступени для четырех вариантов проточной части приведены в табл. 2. Значения коэффициентов потерь и к.п.д. ступени в таблице определены по перепадам энтальпий в соответствии с методикой, изложенной в [15].

Приведенные в табл. 2 данные позволяют заключить, что на фоне преобладающего влияния надбандажной протечки обратное влияние негладкости сопряжения периферийных обводов также заметно отражается на аэродинамических характеристиках ступени. При удвоенном радиальном зазоре, например, по сравнению с Вариантом II давление за ступенью в Варианте IV ощутимо падает, вследствие чего возрастает изоэнтропийный перепад энтальпий на ступень. При этом меняется закрутка потока на выходе из ступени, и возрастает выходная кинетическая энергия. В результате к.п.д. ступени падает приблизительно на 0,5 %, а мощность увеличивается на 110 кВт. Аналогичные в качественном, но иные в количественном отношении изменения в характеристиках ступени при радиальном зазоре 12 мм приводят к снижению мощности ступе-

ни на 190 кВт. Указанные явления возникают, конечно же, не вследствие непосредственного влияния периферийного уступа, а в результате, как будет показано далее, изменения сопротивления выходного патрубка.

Для дальнейшего анализа структуры течения в патрубке оказываются важными данные табл. 2 о расходах пара через надбандажные зазоры. Площади кольцевых щелей надбандажных зазоров относительно площади выходного сечения из лопаточной решетки РК составляют 1.3 % для вариантов I и III и 2.6 % для вариантов II и IV. В то же время, как видно из табл. 1, доля рассчитанных расходов пара через зазоры относительно полного расхода значительно выше: почти 4 % для вариантов I и III и 7.6 % для вариантов II и IV.

Картина течения через зазор для вариантов II и IV показана на рис. 3. На рисунке показано распределение числа Маха, построенного по осевой составляющей скорости. При обтекании бандажной ленты сразу за передней кромкой ленты образуется отрывной пузырь, распространяющийся вплоть до половины ширины бандажной ленты. В окрестности точки присо-



единения потока формируется косой скачок, который последовательно отражается сначала от корпуса, а затем от границы вытекающей струи. Струя ограничивается сверху корпусом, а снизу «поджимается» отрывной зоной в следе за задней кромкой бандажной ленты.

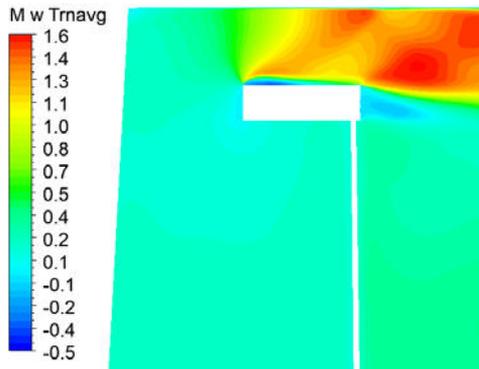


Рис. 3. Распределение осредненного по времени числа Маха в окрестности бандажа (Вариант II)

Fig. 3. Time-averaged Mach number map at the tip clearance locality (Case II)

На рис. 4 показано меридиональное сечение струй на начальном участке осерадиального диффузора для вариантов конструкции с гладким сопряжением и с уступом (варианты II и IV). В проточной части с гладким сопряжением (рис. 4, а) у периферии начального участка диффузора формируется протяженная узкая сверхзвуковая область, и поток в периферийной

зоне диффузора обладает высокой кинетической энергией. При гладком сопряжении на всем протяжении осерадиального диффузора не наблюдается отрыва потока от периферийной стенки. В проточной части с уступом (рис. 4, б) зона сверхзвукового течения значительно короче, а за уступом образуется область замкнутого течения с малыми скоростями, из-за чего кинетическая энергия потока в области, примыкающей к периферийной стенке оказывается меньшей.

На рис. 5 показаны поля осредненной во времени осевой составляющей скорости во входном сечении патрубка. Радиальная неоднородность формируется условиями течения в лопаточных аппаратах ступени и надбандажной протечкой. В области за лопаточным аппаратом наблюдается увеличение осевой скорости в радиальном направлении с образованием области низкоскоростного течения в прикорневой зоне.

Иллюстрируемая рис. 5 окружная неоднородность осредненного по времени течения указывает на значительное обратное влияние выходного патрубка. Повышенное сопротивление для потока, проходящего через часть патрубка выше горизонтального разъема, вызывает снижение расхода через верхний сектор сечения за ступенью. В варианте с уступом этот эффект выражен сильнее.

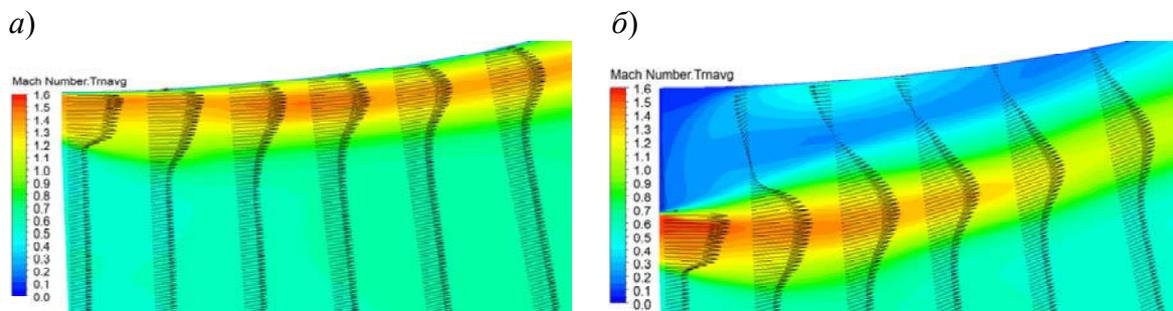


Рис. 4. Поле осредненного во времени числа Маха и профили скорости у периферийной стенке начального участка диффузора: а) Вариант II (гладкое сопряжение); б) Вариант IV (сопряжение с уступом)

Fig. 4. Time-averaged Mach number map and velocity profiles at the periphery of the diffuser initial section: а) Case II (smooth conjugation); б) Case IV (conjugation with a step)

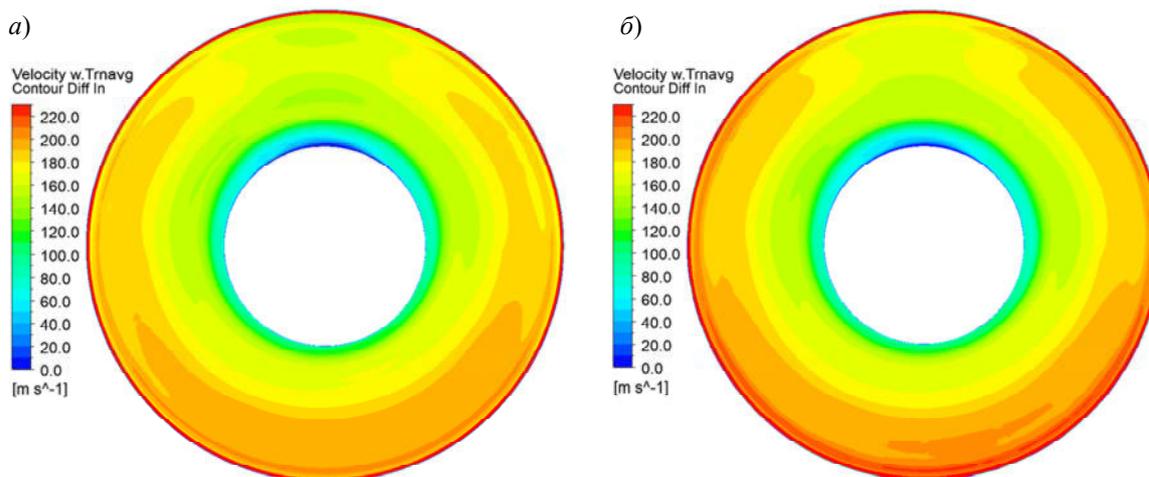


Рис. 5. Поле осредненной по времени осевой скорости на входе в патрубок: а) Вариант II; б) Вариант IV
 Fig. 5. Time-averaged axial velocity map at the exhaust hood inlet: а) Case II; б) Case IV

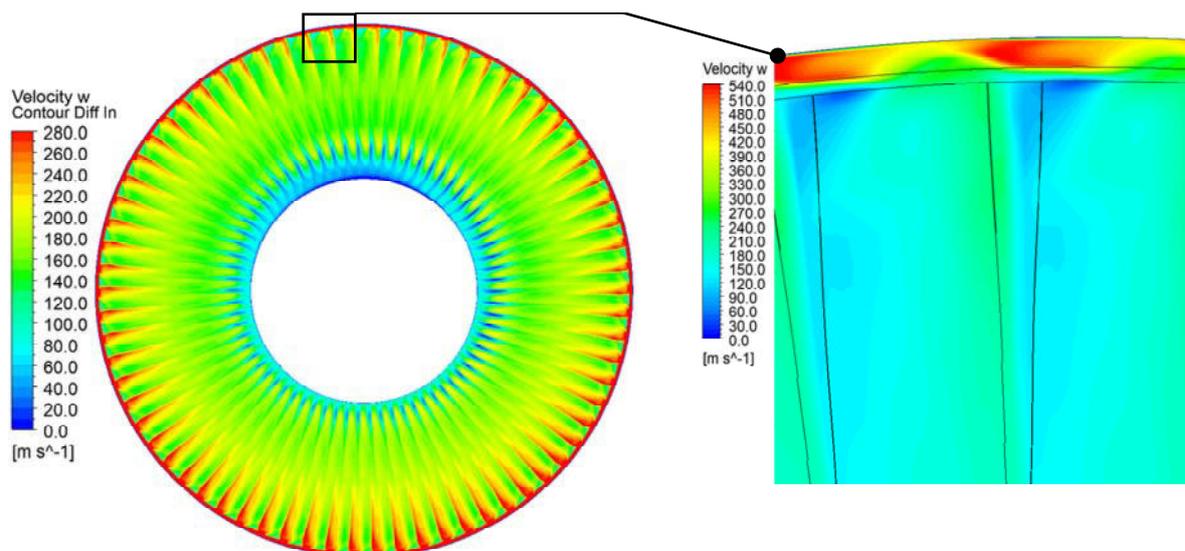


Рис. 6. Мгновенное поле осевой скорости на входе в патрубок (Вариант II)
 Fig. 6. Instantaneous axial velocity field at the exhaust hood inlet (Case II)

На рис. 6, иллюстрирующем мгновенное распределение расходной компоненты скорости в сечении 2–2 (см. рис. 2, б), отчетливо видна не только окружная и радиальная, но и шаговая неоднородность течения, присущая реальному потоку на входе в патрубок. На выноске в деталях показано распределение скорости на периферии сечения и на выходе из надбандажного зазора шириной 24 мм. Видно, что в надбандажной кольцевой струе ярко вы-

ражена шаговая неоднородность. Максимальная скорость струи отмечается в той области, где скорость за рабочими лопатками минимальна, а там, где скорость за рабочими лопатками максимальна, скорость надбандажной струи близка к ней. Это явление связано с взаимодействием однородной в окружном направлении струи, выходящей из зазора, с интенсивными концевыми вихрями, сходящими с задних кромок рабочих лопаток.

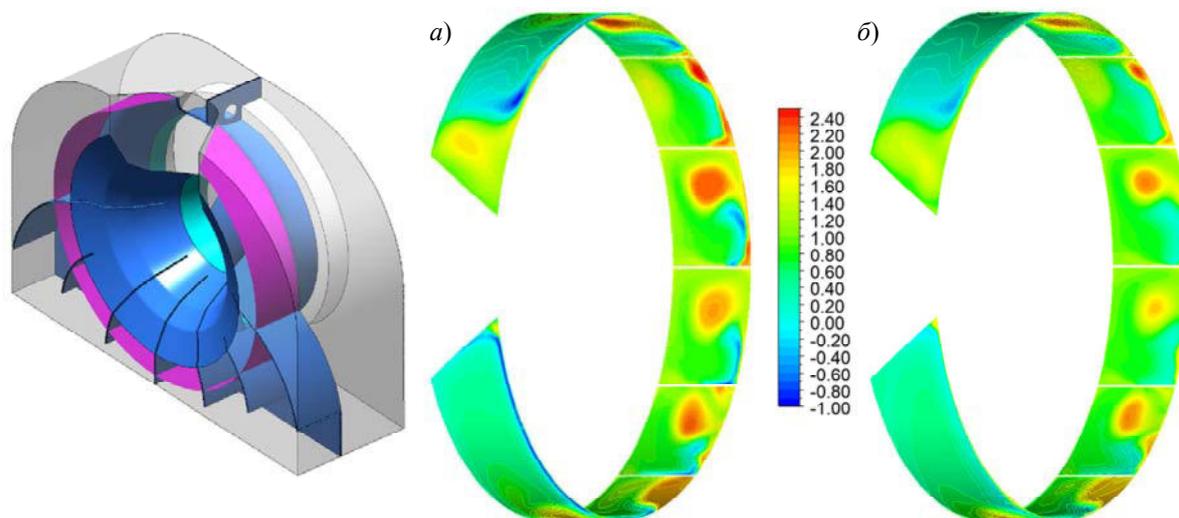


Рис. 7. Осредненный во времени локальный коэффициент потерь полного давления на выходе из осерадиального диффузора (сечение показано на модели слева): а) Вариант II; б) Вариант IV

Fig. 7. Time-averaged stagnation pressure loss coefficient at the axial-radial diffuser outlet (the section is shown on the model on the left): а) Case II; б) Case IV

На рис. 7 показано распределение локальных потерь полного давления на выходе из осерадиального диффузора

$$\xi = \frac{\bar{p}_{02} - \bar{p}_0}{0,5\rho_2\bar{c}_2^2},$$

где p_0 – локальное давление торможения, p_{02} , c_2 и ρ_2 – полное давление, скорость и плотность на входе в диффузор, черта над величиной означает осреднение по времени.

Кольцевое сечение, выделенное на рис. 7 фиолетовым цветом, в верхней части патрубка пересекает выступ технологического проема, поэтому на рис. 7, а, б «кольца» разорваны в области выступа. В нижней части патрубка сечение пересекает каналы между изогнутыми направляющими пластинами. Картина коэффициента полного давления отчетливо показывает границы каналов между пластинам (белые линии). В каждом канале наблюдаются пятна повышенных значений коэффициента потерь, связанных с возникновением в каналах интенсивных продольных вихрей. Известно [16], что эти вихри являются одним из существенных источников потерь при многоканальной организации течения пара в нижней

части патрубка. Рисунок показывает, что в Варианте II (с гладким сопряжением входа в осерадиальный диффузор) интенсивность вихрей выше, чем в Варианте IV, что приводит к большим суммарным потерям в патрубке.

Интегральные данные о потерях в осерадиальном диффузоре и патрубке в целом приведены в табл. 3. Значения коэффициентов потерь в таблице определены по перепадам энтальпий в соответствии с методикой, изложенной в [17]. Для внутренних потерь в диффузоре получен один, вполне очевидный результат. Удвоение ширины надбандажного зазора приводит к сильному увеличению внутренних потерь вне зависимости от способа сопряжения периферийных обводов: при гладком сопряжении потери увеличиваются на 61 %, при сопряжении с уступом – на 72 %. Влияние уступа на потери в диффузоре меньше: при ширине зазора 12 мм потери при сопряжении уступом уменьшаются на 10 %, а при ширине зазора 24 мм – на 4 %. Примечательно, что в обоих случаях сопряжение с уступом уменьшает внутренние потери в диффузоре, однако в случае увеличенного зазора влияние уступа на потери меньше.

Таблица 3

Интегральные показатели осерадиального диффузора и патрубка

Table 3

Integral indicators of the axial radial diffuser and exhaust hood

Параметр	Вариант	I	II	III	IV
Коэффициент внутренних потерь диффузора $\zeta_{\text{вн дифф}}$		0.2358	0.3804	0.2120	0.3648
Коэффициент суммарных внутренних потерь патрубка $\zeta_{\text{вн}}$		0.6528	0.7472	0.6460	0.7138
Коэффициент потерь с выходной скоростью $\zeta_{\text{в.с.}}$		0.6644	0.6101	0.6419	0.5456
Коэффициент полных потерь в патрубке $\zeta_{\text{п}}$		1.3172	1.3573	1.2879	1.2595

Данные о суммарных внутренних потерях в патрубке не полностью коррелируют с данными о потерях в диффузоре: удвоение ширины зазора при гладком сопряжении увеличивает суммарные внутренние потери на 14 %, а при сопряжении с уступом – лишь на 10 %. Оказывается, что для патрубка в целом удвоение ширины зазора меньше влияет на увеличение потерь, по сравнению с диффузором. Наличие уступа влияет на изменение суммарных внутренних потерь в патрубке противоположным образом по сравнению с диффузором: при ширине зазора 12 мм потери при сопряжении уступом уменьшаются на 1 %, а при ширине зазора 24 мм – на 4 %.

Вместе с тем, увеличение ширины зазора и негладкое сопряжение периферийных обводов благоприятно сказывается на выходных потерях: удвоение ширины зазора при гладком сопряжении уменьшает потери на 8 %, а при сопряжении с уступом – на 15 %. При зазоре шириной 12 мм переход от гладкого сопряжения к сопряжению с уступом снижает потери на 3 %, а при зазоре 24 мм потери снижаются на 11 %.

В итоге, минимальные полные потери в патрубке имеют место при ширине зазора 24 мм и сопряжении периферийных обводов с уступом (Вариант IV), а максимальные потери получены при той же ширине зазора и гладком сопряжении (Вариант II). Для этих вариантов снижение потерь для варианта с уступом относительно варианта гладкого сопряжения составляет 7 %.

Заключение

1. С применением программного пакета ANSYS CFX 16.2 выполнено численное моделирование нестационарного трехмерного турбулентного течения в отсеке «последняя ступень – выходной патрубок» мощной паровой турбины. Течение в последней ступени рассчитывалось для полной кольцевой решетки рабочих лопаток. Такая постановка позволяет дать значительно более обоснованную оценку взаимного влияния аэродинамических процессов в последней ступени и выходном патрубке по сравнению с оценками, которые получаются при упрощенном рассмотрении течения в последней ступени, как строго периодического.

2. Дан анализ полей течения, рассчитанных для четырех вариантов проточной части: со штатным и удвоенным радиальным зазором над бандажом рабочего колеса, с гладким и ступенчатым сопряжением периферийного обвода ступени с патрубком. Получены данные, свидетельствующие о разнонаправленном влиянии указанных геометрических факторов на потери кинетической энергии в патрубке и на вырабатываемую мощность ступени.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 17–08–00854А «Исследование аэродинамики выходных осерадиальных диффузоров турбомашин на основе вихреразрешающих подходов к моделированию отрывных турбулентных течений».



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Рис В.В., Симою Л.Л., Галаев С.А., Гудков Н.Н., Кириллов В.И.** Численное моделирование процессов течения в выхлопном патрубке паровой турбины: сопоставление результатов расчета с данными натурного эксперимента // Теплоэнергетика. 2009. № 4. С. 11–17.
- [2] **Simou L.L.** Gas Dynamic Calculation of Steam Turbine Flow Paths: Methods, Computers Programs and Application Practice // Thermal Engineering. 2011. Vol. 58, no. 6. P. 464–470.
- [3] **Адамсон Д.А., Галаев С.А., Кириллов А.И., Рис В.В.** Проектирование выходных патрубков мощных паровых турбин на основе вариантных расчетов трехмерного течения // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 3–4. С. 37–43.
- [4] **Гудков Э.И., Михайлов В.Е., Лисянский А.С. [и др.]**. Сопоставление результатов расчетных и экспериментальных аэродинамических исследований выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин АЭС // Теплоэнергетика. 2012. 3. С. 18–20.
- [5] **Yang J., Yang R., Shi L., Yang H., Li J.** Experimental and Numerical Investigations on Performance and Flow in the Last stage Group of a Wet Steam Turbine // Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2014. Paper No: GT-2014-25584. 13 p.
- [6] **Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Конев В.А. [и др.]**. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень-диффузор» // Вісник НТУ ХПИ. 2014. № 12(1055). С. 12–20.
- [7] **Солодов В.Г., Хандримайлов А.А., Култышев А.Ю., Степанов М.Ю., Ямалудинов А.А.** Численный анализ серийной конструкции выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 // Теплоэнергетика. 2014. № 12. С. 24–29.
- [8] **Зарянкин А.Е., Григорьев Е.Ю., Роголев А.Н., Гранин И.В.** Исследование и аэродинамическое совершенствование выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины // Вестник Ив-
- новского государственного энергетического университета им. В.И. Ленина. 2017. Вып. 2. С. 18–26.
- [9] **Mergele B., Rice T., McBean I., Ott P.** Unsteady Aerodynamics of Low-pressure Steam Turbines Operating under Low Volume Flow // Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2013. Paper No: GT-2013-95409. 9 p.
- [10] **Stanciu M., Marselet M., Dorey J.** Numerical Investigation of Condenser Pressure Effect on Last Stage Operation on Low Pressure Wet Steam Turbine // Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2013. Paper No: GT-2013-94070. 11 p.
- [11] **Liu B., Yang J., Zhou D., Zhu X., Do Z.** Numerical Investigations of Flow Features in a Low Pressure Steam Turbine Last Stage under Different Mass Flow Rate // Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2015. Paper No: GT-2015-42916. 11 p.
- [12] **Hofele M., Traxinger C., Grubel M., Schatz M., Vogt D.M., Drozdovski R.** Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Low-Pressure Steam Turbine with Part Span Connectors // J. Eng. Gas Turbine Power. 2016. No. 138 (7). Paper No: GTR-15-1256. 12 p.
- [13] **Brunn O., Deckers K., Polklas T., Behnke K., Schwarz M.-A.** Experimental and Numeric Investigations on a Steam Turbine Test Rig in Part Load Operation // Proceeding of 12th European Conference on Turbomachinery / Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC12. Paper No: ETC2017-093. 11 p.
- [14] **Tanuma T., Ogawa M., Okuda H., Hashimoto G., Shibukawa N., Okuna K., Tsukuda T.** Unsteady Flow Effects on Steam Turbine Last Stage Blades at Very Low Load Operating Conditions // Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2018. Paper No: GT-2018-76498. 12 p.
- [15] **Кириллов И.И.** Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.
- [16] **Носовицкий А.И., Амелюшкин В.Н., Наумчик Б.В.** Работа выходного патрубка паровой турбины // Энергомашиностроение. 1968. № 5. С. 34–35.
- [17] **Дейч М.Е., Зарянкин А.Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин, М.: Энергия, 1970. 384 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГАЛАЕВ Сергей Александрович – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: sealga@mail.ru

КИРИЛЛОВ Александр Иванович — доктор технических наук ведущий инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: ai_kirillov@mail.ru

РИС Владимир Вольдемарович — кандидат технических наук директор НОЦ «Компьютерные технологии в аэродинамике и теплотехнике» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: vvris@yandex.ru,

СМИРНОВ Евгений Михайлович — доктор физико-математических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: aero@phmf.spbstu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 29.11.2019

REFERENCES

- [1] V.V. Ris, L.L. Simoyu, S.A. Galayev, N.N. Gudkov, V.I. Kirillov, Chislennoye modelirovaniye protsessov techeniya v vykhlopnom patrubke parovoy turbiny: sopostavlениye rezultatov rascheta s dannymi naturnogo eksperimenta, *Теплоэнергетика*, 4 (2009) 11–17.
- [2] L.L. Simou, Gas Dynamic Calculation of Steam Turbine Flow Paths: Methods, Computers Programs and Application Practice, *Thermal Engineering*, 58 (6) (2011) 464–470.
- [3] D.A. Adamson, S.A. Galayev, A.I. Kirillov, V.V. Ris, Proyektirovaniye vykhodnykh patrubkov moshchnykh parovykh turbin na osnove variantnykh raschetov trekhmernogo techeniya, *Problemy mashinostroyeniya*, 15 (3–4) (2012) 37–43.
- [4] E.I. Gudkov, V.Ye. Mikhaylov, A.S. Lisyanskiy i dr., Sopostavlениye rezultatov raschetnykh i eksperimentalnykh aerodinamicheskikh issledovaniy vykhlopnykh patrubkov tsilindrov nizkogo davleniya parovykh turbin AES, *Теплоэнергетика*, 3 (2012) 18–20.
- [5] J. Yang, R. Yang, L. Shi, H. Yang, J. Li, Experimental and Numerical Investigations on Performance and Flow in the Last stage Group of a Wet Steam Turbine, *Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2014*, Paper No: GT-2014-25584.
- [6] V.L. Shvetsov, I.I. Kozheshkurt, V.A. Konev i dr., Issledovaniye aerodinamicheskikh i energeticheskikh kharakteristik vykhlopного otseka TsND «stupen-diffuzor», *Visnik NTU KhPI*, 12 (1055) (2014) 12–20.
- [7] V.G. Solodov, A.A. Khandrimaylov, A.Yu. Kultyshev, M.Yu. Stepanov, Yamaltdinov A.A. Chislennyy analiz seriyной konstruksii vykhlopного patrubka tsilindra nizkogo davleniya teplofikatsionnoy turbiny T-250/300-23,5, *Теплоэнергетика*, 12 (2014) 24–29.
- [8] A.Ye. Zaryankin, Ye.Yu. Grigoryev, A.N. Rogaley, I.V. Granin, Issledovaniye i aerodinamicheskoye sovershenstvovaniye vykhlopного patrubka tsilindra nizkogo davleniya parovoy turbiny, *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta im. V.I. Lenina*, 2 (2017) 18–26.
- [9] B. Mergele, T. Rice, I. McBean, P. Ott, Unsteady Aerodynamics of Low-pressure Steam Turbines Operating under Low Volume Flow, *Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2013*, Paper No: GT-2013-95409.
- [10] M. Stanciu, M. Marselet, J. Dorey, Numerical Investigation of Condenser Pressure Effect on Last Stage Operation on Low Pressure Wet Steam Turbine, *Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2013*, Paper No: GT-2013-94070.
- [11] B. Liu, J. Yang, D. Zhou, X. Zhu, Z. Do, Numerical Investigations of Flow Features in a Low Pressure Steam Turbine Last Stage under Different Mass Flow Rate, *Proceeding of ASME. Turbo-Expo 2015*, Paper No: GT-2015-42916.
- [12] M. Hofele, C. Traxinger, M. Grubel, M. Schatz, D.M. Vogt, Drozdovski R. Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Low-Pressure Steam Turbine with Part Span Connectors, *J. Eng. Gas Turbine Power*, 138 (7) (2016), Paper No: GTR-15-1256.
- [13] O. Brunn, K. Deckers, T. Polklas, K. Behnke, M.-A. Schwarz, Experimental and Numeric Investigations on a Steam Turbine Test Rig in Part Load Operation, *Proceeding of 12th European Conference on Turbomachinery. Fluid dynamics & Thermodynamics. ETC12*, Paper No: ETC2017-093.



[14] **T. Tanuma, M. Ogawa, H. Okuda, G. Hashimoto, N. Shibukawa, K. Okuna, T. Tsukuda**, Unsteady Flow Effects on Steam Turbine Last Stage Blades at Very Low Load Operating Conditions, Proceeding of ASME Turbo-Expo 2018, Paper No: GT-2018-76498.

[15] **I.I. Kirillov**, Teoriya turbomashin. L.: Mashinostroyeniye, 1972.

[16] **A.I. Nosovitskiy, V.N. Amelyushkin, B.V. Naumchik**, Rabota vykhodnogo patrubka parovoy turbiny, Energomashinostroyeniye, 5 (1968) 34–35.

[17] **M.Ye. Deych, A.Ye. Zaryankin**, Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin, M.: Energiya, 1970.

THE AUTHORS

GALAEV Sergei A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: sealga@mail.ru

KIRILLOV Aleksandr I. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: ai_kirillov@mail.ru

RIS Vladimir V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: vvris@yandex.ru

SMIRNOV Evgenii M. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: aero@phmf.spbstu.ru

Received: 29.11.2019