

DOI: 10.24937/2542-2324-2022-4-402-101-108
УДК 629.5.03-843.8

Н.Н. Пономарев 

ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,
Научно-производственный комплекс водородной энергетики (НПКВЭ),
Научно-исследовательский отдел испытаний и эксплуатации изделий водородной энергетики (НИОИЭИВЭ),
Санкт-Петербург, Россия

ВЫБОР ГЕОМЕТРИИ ВЫХОДНОГО УСТРОЙСТВА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С МИНИМАЛЬНЫМИ ПОТЕРЯМИ ДАВЛЕНИЯ

Объект и цель научной работы. Объектом является выходное устройство газотурбинной установки, содержащее осерадиальный диффузор и улитку карманного типа. Цель – выбор геометрии устройства, которая обеспечивает минимальные потери полного давления.

Материалы и методы. Экспериментальные результаты, полученные на моделях выходных устройств ГТУ. Расчет потерь полного давления в пакете SolidWorks с расширением Flow simulation. Получение поправочных коэффициентов методом регрессионного анализа. Использование теории планирования эксперимента для определения геометрии выходного устройства (ВУ), обеспечивающего минимальные потери полного давления.

Основные результаты. Выведены поправочные коэффициенты к расчетным результатам, получаемым в пакете SolidWorks с расширением Flow simulation. Определена геометрия ВУ, которая обеспечивает минимальные потери полного давления. Установлено количественное влияние на потери места установки стоек в радиальной части диффузора.

Закключение. Работа имеет практическое значение, поскольку позволяет на этапе проектирования выбрать геометрию ВУ газотурбиной установки, которая обеспечит минимальные потери полного давления.

Ключевые слова: газотурбинная установка, выходное устройство, осерадиальный диффузор, улитка карманного типа, минимальный коэффициент потерь полного давления.

Автор заявляет об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2022-4-402-101-108
UDC 629.5.03-843.8

N.N. Ponomarev 

Krylov State Research Centre, Tests and Operation Department, Hydrogen R&D Branch,
St. Petersburg, Russia

SELECTION OF GAS TURBINE EXIT UNIT GEOMETRY WITH MINIMUM PRESSURE LOSSES

Object and purpose of research. This paper discusses gas turbine exit unit consisting of axial-radial diffuser and pocket-type volute. The purpose of the study was to select the exit unit geometry that would offer minimum losses of total pressure.

Materials and methods. Experimental results obtained for the models of gas turbine exit units. Calculation of total pressure losses in SolidWorks package with Flow simulation extension. Correction coefficients were obtained through regression analysis. The exit unit geometry offering minimum losses of total pressure was obtained using the theory of experiment planning.

Для цитирования: Пономарев Н.Н. Выбор геометрии выходного устройства газотурбинной установки с минимальными потерями давления. Труды Крыловского государственного научного центра. 2022; 4(402): 101–108.

For citations: Ponomarev N.N. Selection of gas turbine exit unit geometry with minimum pressure losses. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2022; 4(402): 101–108 (in Russian).

Main results. The study yielded correction coefficients to the calculation results obtained in SolidWorks package with Flow simulation extension. Exit unit geometry offering minimum losses of total pressure has been successfully found. The effect of strut location in the radial part of diffuser in terms of pressure losses has been quantified.

Conclusion. This study enables early identification of exit unit geometry with minimum total pressure losses, so it is valuable for practical gas turbine design.

Keywords: gas turbine, exit unit, axial-radial diffuser, pocket-type volute, minimum coefficient of total pressure losses.

The author declares no conflicts of interest.

Выходное устройство (ВУ) газотурбинной установки (ГТУ) обеспечивает восстановление статического давления продуктов сгорания, выходящих из турбины, до величины атмосферного давления в канале диффузора. Кроме того, оно отводит выходящий поток перпендикулярно оси ГТУ. За счет установки диффузора мощность и экономичность одновальная ГТУ может возрасти на 6–8 % [1]. Однако имеющее место сопротивление ВУ газотурбинной установки оказывает значительное влияние на снижение мощности и экономичности по сравнению с идеальными значениями. Так, в работе [2] показано, что увеличение потерь на каждые 100 мм водяного столба снижает мощность на 0,8–1 %.

В данной статье рассмотрены выходные устройства, содержащие осерадиальный диффузор и улитку карманного типа, которые наиболее распространены в судовых ГТУ [3], т.к. обеспечивают минимальные осевые габариты и технологичны в производстве. Выходные устройства такого типа применяют при расположении ГТУ в корпусе

судна. ВУ с улитками карманного типа, с лопатками и без них, обеспечивают коэффициент полных потерь $\zeta_n = 0,65–0,69$ [2].

На рис. 1 представлена схема выходного устройства с осерадиальным диффузором и улиткой карманного типа.

В работе [3] рекомендовано применять для судовых ГТУ степень расширения выходного устройства по отношению к входу в диффузор $n = F_3/F_1 = 2–3$. Индекс «1» относится к сечению входа в диффузор, «2» – к выходу из диффузора, «3» – к выходу из устройства. Рекомендовано улитки проектировать с постоянной скоростью в канале. Удлинение диффузора необходимо выбирать $\bar{L} = L/D_1 \approx 1$ и радиальность $\bar{D} = D_2/D_1 = 1,3–1,8$. Степени расширения осевого и радиального участка должны быть примерно равны. Рекомендовано выбирать угол внутренней стенки диффузора $\alpha_B = 4–10^\circ$ и наружной $\alpha_H = 8–12^\circ$. Индекс «В» относится к внутренней, а «Н» – к наружной стенке диффузора. Профилирование улитки выполняется в соответствии с методикой [5].

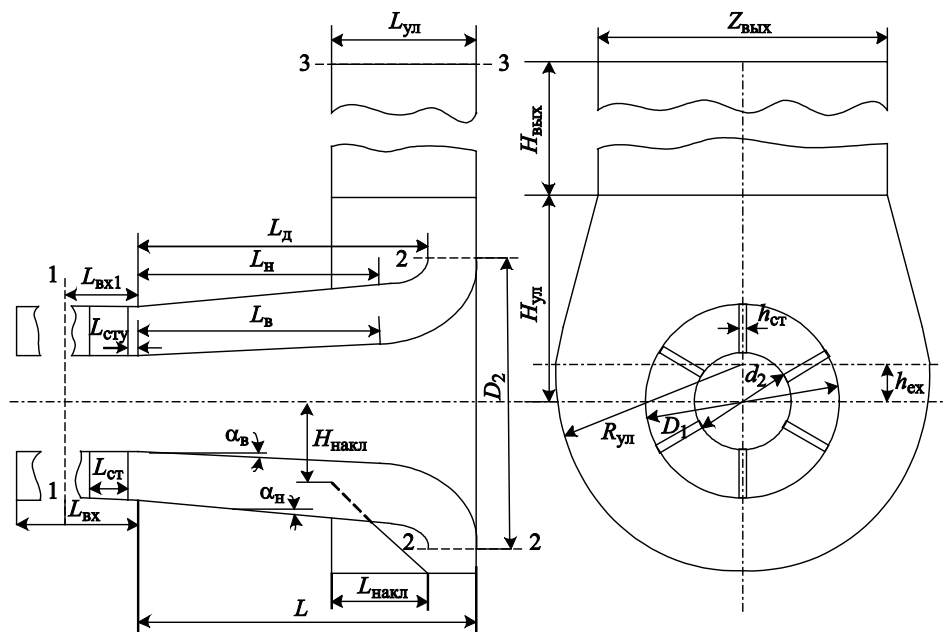


Рис. 1. Схема выходного устройства с осерадиальным диффузором и улиткой карманного типа

Fig. 1. Layout of exit unit with axial-radial diffuser and pocket-type volute

Таблица 1. Геометрические параметры ВУ судовых ГТУ

Table 1. Geometric parameters of marine gas turbine exit units

Тип	\bar{d}	$\alpha_{в}, ^\circ$	$\alpha_{н}, ^\circ$	\bar{L}	$\bar{L}_в$	$\bar{L}_н$	$\bar{L}_д$	$\bar{L}_п$	\bar{D}	$\bar{L}_{ул}$
MS5001	0,643	0	8,531	1,107	0,643	0,714	0,786	0,909	1,571	0,857
RB211	0,571	0	14,036	0,786	0,429	0,429	0,536	0,8	1,857	0,857
LM2500	0,5	14,04	8,746	1,643	1,214	0,929	0,929	1	1,286	1,071
FT8	0,571	0	7,125	1,536	1,321	1,143	1,143	1	1,286	1

Ряд реализованных схем ВУ судовых ГТУ показаны в [6], и геометрические параметры их даны в табл. 1. Обозначения в таблице:

$\bar{d} = d_1/D_1$ – втулочное отношение;

$\bar{L} = L/D_1$ – относительная длина ВУ;

$\bar{L}_в = L_в/D_1$ – относительное удлинение внутренней стенки осевой части диффузора;

$\bar{L}_н = L_н/D_1$ – относительное удлинение наружной стенки осевой части диффузора;

$\bar{L}_д = L_д/D_1$ – относительное удлинение наружной стенки диффузора;

$\bar{L}_п = L_п/L_д$ – отношение осевой части к длине наружной стенки диффузора;

$\bar{D} = D_2/D_1$ – радиальность;

$\bar{L}_{ул} = L_{ул}/D_1$ – относительное удлинение улитки по оси ВУ.

В литературе [4, 5, 7] представлены результаты исследования выходных устройств. В основном в этих работах рассматриваются диффузоры, а результаты исследования с улитками носят отрывочный характер. Этих данных недостаточно для обоснованного выбора геометрии и предсказания потерь полного давления.

Обязательным элементом выходного устройства являются стойки. Стойки выполняют функцию поддержки внутренней стенки диффузора и подшипника вала турбины.

Помимо потерь вносимых сопротивлением стоек, вихревые следы за стойками влияют на течение в диффузоре и провоцируют отрывы потока даже в тех диффузорах, которые в чистом виде являются безотрывными. Визуализация течения в диффузоре и улитке дана на рис. 2 и 3.

Метод выбора геометрических размеров выходного устройства, обеспечивающий минимальные потери полного давления, был разработан в [5] и состоял в независимом расчете диффузора и улитки. Течение в каналах принималось как од-

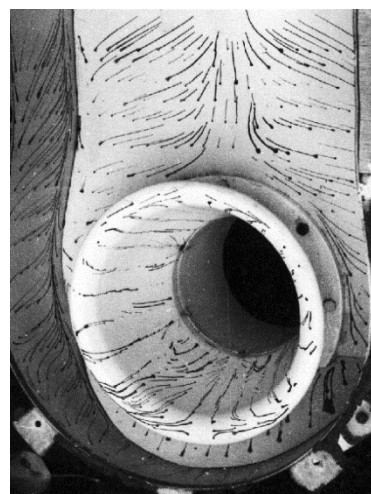


Рис. 2. Визуализация течения у наружной стенки диффузора, передней и боковой стенок улитки

Fig. 2. Flow visualization for outer diffuser wall, front volute wall and side volute wall

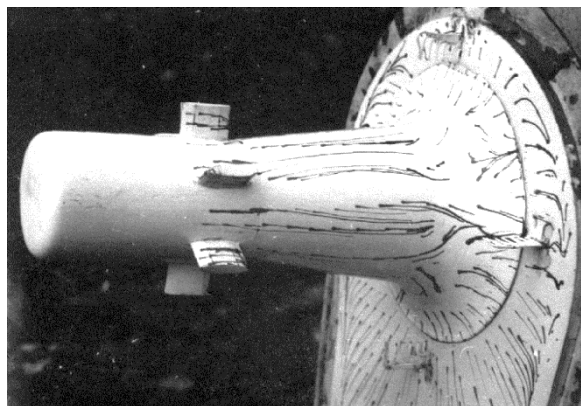


Рис. 3. Визуализация течения у внутренней стенки диффузора и задней стенки улитки

Fig. 3. Flow visualization for inner diffuser wall and rear volute wall

номерное. Коэффициент смягчения удара в диффузоре выбирался по экспериментальным исследованиям конического диффузора. Улитка профилировалась исходя из постоянства скорости в условных радиальных сечениях. Оптимальность геометрических размеров нуждалась в экспериментальном подтверждении.

Развитием данного подхода являлась работа [8]. Выполнен учет кольцевого характера канала диффузора. По экспериментальным данным получена зависимость поправочного коэффициента для коэффициента полноты удара в коническом диффузоре, коэффициенты расхода на выходе из диффузора и улитки.

Недостатком данной методики является ограниченный объем экспериментальных данных, который не позволяет надежно экстраполировать результаты за пределы исследованной геометрии.

В настоящей работе для определения геометрии ВУ, которая обеспечивает минимальные потери полного давления, использован пакет SolidWorks с расширением Flow simulation. После предварительных расчетов с различными сетками и их различной адаптацией выбраны характеристики сетки, обеспечивающие приемлемую точность и время расчета. Уровень разрешения задан 7 (максимальный). Размер исходной сетки $N_x = 30$, $N_y = 70$, $N_z = 32$. Количество ячеек 178 290. Модель турбулентности $k-\epsilon$. Интенсивность 2 % и масштаб 0,003 м. Течение турбулентное. Стенки гладкие. Граничные условия на входе – воздух с заданным числом M и равномерным профилем. На выходе – атмосферные параметры. Входной участок перед диффузором $L_{вх}/D_1 = 0,721$. Сечение замера параметров перед диффузором располагалось на расстоянии $L_{вх1}/D_1 = 0,289$. Длина выходного участка за улиткой, за которым располагалось сечение замера $H_{вых}/D_1 = 3,3$. Входной и выходной участки расчетных моделей одинаковые с экспериментально исследованными моделями выходных устройств с целью последующей проверки точности расчетов.

Для проверки достоверности результатов проведен цикл расчетов на моделях ВУ, для которых имелись результаты экспериментальных исследований. Эксперименты выполнялись при отработке облика ВУ ГТУ12П и ГТУ16П. Всего обработано 104 режима на 21 варианте геометрии. Изменяемые параметры находились в следующих пределах:

$\lambda_1 = 0,245-0,552$ – приведенная скорость;
 $\bar{d} = d_1/D_1 = 0,58-0,69$ – втулочное отношение;

$\bar{D} = D_2/D_1 = 1,28-1,73$ – радиальность диффузора;

$\alpha_1 = 0-11,5^\circ$ – угол внутренней стенки диффузора;

$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 4-10^\circ$ – разность между углами наружной и внутренней стенок диффузора;

$\bar{L} = L/D_1 = 0,74-1,46$ – относительная длина ВУ;

$\bar{L}_п = L_2/L_d = 0,63-0,92$ – отношение осевой части к длине наружной стенки диффузора;

$n_d = F_2/F_1 = 1,73-3,03$ – степени расширения диффузора по отношению к входу в него;

$\bar{h}_{ex} = h_{ex}/D_1 = 0-0,41$ – эксцентриситет улитки;

$\bar{D}_{ул} = D_{ул}/D_1 = 1,66-2,66$ – относительный диаметр улитки;

$\bar{H}_{ул} = H_{ул}/D_1 = 0,83-1,22$ – относительная длина выходной части улитки;

$\bar{Z}_{вых} = Z_{вых}/D_1 = 1,44-2,73$ – относительная ширина выхода из улитки;

$\bar{L}_{ул} = L_{ул}/D_1 = 0,63-1,12$ – относительная длина выхода из улитки;

$\bar{L}_{накл} = L_{накл}/D_1 = 0,6-0,79$ – относительная длина наклонной стенки в улитке;

$\bar{H}_{накл} = H_{накл}/D_1 = 0,33-0,36$ – относительное расстояние наклонной стенки от оси ВУ;

$n = F_3/F_1 = 2,5-5,63$ – степени расширения ВУ по отношению к входу в него;

$\bar{L}_{ст} = L_{ст}/D_1 = 0,15-0,27$ – относительная длина стойки;

$\bar{L}_{стх} = L_{стх}/D_1 = -0,06-0,24$ – относительное расстояние хвостовика стойки от начала наружной стенки диффузора;

$\bar{H}_{ст} = h_{ст}/D_1 = 0,04-0,05$ – относительная толщина стойки;

Количество стоек 0–6.

Экспериментальные параметры:

$\zeta_{дз} = (P_1^* - P_2^*)/(P_1^* - P_1)$ – экспериментальный коэффициент потерь полного давления в диффузоре;

$\zeta_{ввз} = (P_1^* - P_3^*)/(P_1^* - P_1)$ – экспериментальный коэффициент потерь полного давления в ВУ;

$\zeta_{вупз} = (P_1^* - P_3)/(P_1^* - P_1)$ – экспериментальный коэффициент полных потерь давления в ВУ, включающий потери с выходной скоростью.

Полные давления обозначены «*», а статические – без звездочки.

Расчетные параметры по Flow simulation:

$\zeta_{дс} = (P_1^* - P_2^*)/(P_1^* - P_1)$ – расчетный коэффициент потерь полного давления в диффузоре;

$\zeta_{вус} = (P_1^* - P_3^*)/(P_1^* - P_1)$ – расчетный коэффициент потерь полного давления в ВУ;

Таблица 2. Значения оценок коэффициентов уравнений регрессии

Table 2. Estimated coefficients for regression equations

Поправочный коэффициент	a_1	a_2	a_3	t_1	t_2	t_3	R^2
K_d	3,925019	-2,29259	-3,83527	21,435	-4,00717	-11,0426	0,982991
$K_{в\text{у}}$	2,316072	-0,4575	-1,04884	9,909753	-2,54933	-4,69509	0,975997
$K_{в\text{уп}}$	1,855895	-0,29894	-0,81822	12,51992	-2,1449	-7,65426	0,983032

$\zeta_{\text{вупс}} = (P_1^* - P_3)/(P_1^* - P_1)$ – расчетный коэффициент полных потерь давления в ВУ, включающий потери с выходной скоростью.

Для отношения экспериментальных и расчетных параметров получены регрессионные модели поправочных коэффициентов [10].

$$K_d = a_1 \times \lambda_1 + a_2 \times \zeta_{\text{вупс}} \times \lambda_1 + a_3 \times \lambda_1^2,$$

$$K_{\text{в\text{у}}} = a_1 \times \zeta_{\text{вупс}} + a_2 \times \lambda_1 + a_3 \times \zeta_{\text{вупс}}^2,$$

$$K_{\text{куп}} = a_1 \times \zeta_{\text{вупс}} + a_2 \times \lambda_1 + a_3 \times \zeta_{\text{вупс}}^2.$$

Значения коэффициентов представлены в табл. 2.

Здесь: R^2 – квадрат коэффициента множественной корреляции, являющийся мерой линейной связи между экспериментальными значениями функции и множеством независимых переменных. Проверка дисперсионного соотношения F по критерию Фишера продемонстрировала значимость уравнений регрессии. Проверка по t -критерию Стьюдента показала, что все коэффициенты уравнений значимы с вероятностью выше 0,965.

$\zeta_{\text{дк}} = \zeta_{\text{дс}} \times K_d$ – коэффициент потерь полного давления в диффузоре с корректировкой по экспериментальным данным.

$\zeta_{\text{вук}} = \zeta_{\text{вус}} \times K_{\text{в\text{у}}}$ – коэффициент потерь полного давления в ВУ с корректировкой по экспериментальным данным.

$\zeta_{\text{вупк}} = \zeta_{\text{вупс}} \times K_{\text{вуп}}$ – коэффициент полных потерь давления в ВУ, включающий потери с выходной скоростью с корректировкой по экспериментальным данным.

Выходное устройство имеет большое количество геометрических параметров, которые влияют на потери полного давления в нем. Было выбрано 5 наиболее значимых геометрических параметров для проведения численного эксперимента. Остальные параметры зафиксированы. В качестве плана расчетного эксперимента отобран пятифакторный центральный композиционный план вто-

рого порядка [9]. План содержит 27 расчетных точек. Аргументы плана:

$$\bar{D} = D_2/D_1 = 1,5-2,0; \alpha_1 = 0-20^\circ; \Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 0-8^\circ;$$

$$\bar{L}_{\text{п}} = L_{\text{п}}/L_d = 0,75-0,95; n_d = F_2/F_1 = 2,0-4,0.$$

Геометрические параметры, которые были постоянны в расчете:

$$\bar{d} = d_1/D_1 = 0,638; \bar{L} = L/D_1 = 1,272;$$

$$\bar{h}_{\text{ex}} = h_{\text{ex}}/D_1 = 0,185; \bar{D}_{\text{ул}} = D_{\text{ул}}/D_1 = 2,642;$$

$$\bar{H}_{\text{ул}} = H_{\text{ул}}/D_1 = 1,028; \bar{Z}_{\text{вых}} = Z_{\text{вых}}/D_1 = 2,166;$$

$$\bar{L}_{\text{ул}} = L_{\text{ул}}/D_1 = 0,924; n = F_3/F_1 = 4,3;$$

$$\bar{L}_{\text{накл}} = L_{\text{накл}}/D_1 = 0,649; \bar{H}_{\text{накл}} = H_{\text{накл}}/D_1 = 0,361;$$

$$\bar{L}_{\text{ст}} = L_{\text{ст}}/D_1 = 0,271; \bar{L}_{\text{сты}} = L_{\text{сты}}/D_1 = -0,056;$$

$$\bar{h}_{\text{ст}} = h_{\text{ст}}/D_1 = 0,054; \text{количество стоек } 6.$$

Расчет выполнялся при приведенной скорости на входе в диффузор $\lambda_1 = 0,35$, которая характерна для диапазона выходных скоростей за турбиной ГТУ. Результаты расчета даны в табл. 3.

По результатам проведенного расчета выходное устройство № 16 обладает минимальными потерями давления $\zeta_{\text{вупк}} = 0,4577$. В окрестностях данного ВУ проведена проверка на наличие минимума потерь путем изменения аргументов плана эксперимента. Минимум потерь выявлен для устройства № 169 – $\zeta_{\text{вупк}} = 0,4516$, – которое отличается от № 16 большим значением $\bar{L}_{\text{п}} = 0,9$ Положительный эффект, вероятно, вызван меньшей скоростью потока перед радиальной частью диффузора.

Изменение коэффициента полных потерь давления в ВУ в диапазоне $\lambda_1 = 0,25-0,45$ составляет $\zeta_{\text{вупк}} = 0,44-0,479$. Установка наклонной стенки в улитке уменьшает коэффициент полных потерь давления. Для устройства № 169 без наклонной стенки $\zeta_{\text{вупк}} = 0,523$, что превышает на 16 % потери в ВУ с установленной стенкой.

Рассмотрим влияние стоек положения на потери давления в выходном устройстве. В рассчитанных

Таблица 3. Результаты расчета по плану эксперимента
Table 3. Calculation results as per the design of experiment

№ модели	\bar{D}	$\alpha_1, ^\circ$	$\Delta\alpha, ^\circ$	\bar{L}_n	n_d	$\zeta_{дк}$	$\zeta_{вук}$	$\zeta_{вупк}$
1	1,875	15	6	0,9	3,5	0,23658	0,595947	0,667157
2	1,625	15	1	0,9	2,5	0,205875	0,61271	0,649332
3	1,875	5	6	0,9	2,5	0,201969	0,508759	0,568419
4	1,625	5	6	0,9	3,5	0,216488	0,476578	0,508854
5	1,875	15	2	0,9	2,5	0,213524	0,563539	0,625083
6	1,625	15	2	0,9	3,5	0,222633	0,590374	0,647001
7	1,875	5	2	0,9	3,5	0,204077	0,496933	0,545607
8	1,625	5	2	0,9	2,5	0,189408	0,448331	0,497742
9	1,875	15	6	0,8	2,5	0,23427	0,76552	0,808154
10	1,625	15	2	0,8	3,5	0,223332	0,589961	0,647324
11	1,875	5	6	0,8	3,5	0,212611	0,467365	0,528873
12	1,625	5	6	0,8	2,5	0,200924	0,502206	0,549984
13	1,875	15	2	0,8	3,5	0,222331	0,522707	0,594136
14	1,625	15	1	0,8	2,5	0,209372	0,634912	0,669873
15	1,875	5	2	0,8	2,5	0,184328	0,442992	0,516751
16	1,625	5	2	0,8	3,5	0,20463	0,418402	0,457668
17	1,5	10	4	0,85	3	0,207434	0,54199	0,576794
18	2	10	4	0,85	3	0,202383	0,487164	0,56166
19	1,75	0	4	0,85	3	0,193028	0,424121	0,478769
20	1,75	20	0	0,85	3	0,230119	0,724146	0,764719
21	1,75	10	0	0,85	3	0,199923	0,421943	0,482518
22	1,75	10	8	0,85	3	0,233039	0,677737	0,717137
23	1,75	10	4	0,75	3	0,212091	0,492061	0,561666
24	1,75	10	4	0,95	3	0,210248	0,468503	0,516135
25	1,75	10	4	0,85	2	0,208092	0,610098	0,66984
26	1,75	10	4	0,85	4	0,218498	0,434787	0,502877
27	1,75	10	4	0,85	3	0,208729	0,454655	0,501559
161	1,75	5	2	0,8	3,5	0,203676	0,420587	0,463928
162	1,875	5	2	0,8	3,5	0,201515	0,435222	0,488984
163	2	5	2	0,8	3,5	0,194789	0,500793	0,570257
164	1,5	5	2	0,8	3,5	0,203835	0,459272	0,496039
165	1,625	5	2	0,8	4	0,216865	0,440542	0,505426
166	1,625	5	2	0,8	3	0,197311	0,418886	0,458093
167	1,625	5	2	0,75	3,5	0,207037	0,427967	0,464375
168	1,625	5	2	0,85	3,5	0,204115	0,412186	0,453251
169	1,625	5	2	0,9	3,5	0,20221	0,40927	0,451638
1610	1,625	5	2	0,95	3,5	0,204484	0,446656	0,482921
1611	1,625	5	0	0,9	3,5	0,221035	0,538202	0,568469
1612	1,625	5	9	0,9	3,5	0,204658	0,424314	0,464152
1613	1,625	6	2	0,9	3,5	0,202847	0,42071	0,46286
1614	1,625	4	2	0,9	3,5	0,202911	0,424352	0,463778
184	2	10	4	0,83	3	0,202661	0,47421	0,55396

вариантах ВУ стойки располагались перед диффузором, что является характерным, т.к. в этом месте располагается опора турбины. Из рис. 4 видно, что при перемещении стойки в начало диффузора до расстояния $\bar{L}_{\text{ст}} = 0,15$ потери давления возрастают, а при дальнейшем смещении становятся меньшими, чем в исходном варианте. Для оптимального варианта № 169 при максимальном смещении стоек коэффициент полных потерь давления $\zeta_{\text{вупк}} = 0,366583$, однако остается большим, чем в случае их отсутствия ($\zeta_{\text{вупк}} = 0,277488$).

Для ВУ № 184, которое имеет большие углы диффузора и большую радиальность, наблюдается другая зависимость. При смещении стоек на расстояние более $\bar{L}_{\text{ст}} = 0,35$ полные потери давления становятся равными или даже меньшими, чем для ВУ без стоек. $\zeta_{\text{вупк}} = 0,413628$ при $\bar{L}_{\text{ст}} = 0,809335$ и $\zeta_{\text{вупк}} = 0,413628$ без стоек.

Вероятно, в этом случае стойки способствуют уменьшению отрывов от стенок диффузора. Тем не менее потери для варианта ВУ № 169 во всем диапазоне меньше, чем для варианта № 184.

Влиянием закрутки потока за турбиной ГТУ, которая, как правило, имеет место, можно пренебречь до величины 10° . По данным работы [11], в этом диапазоне коэффициент потерь полного давления в ВУ не изменяется.

Выводы

Conclusion

По результатам сравнения экспериментальных результатов и расчетных значений, полученных при тех же режимных и геометрических параметрах при помощи SolidWorks с расширением Flow simulation, выведены регрессионные уравнения поправочных коэффициентов. Расчет, выполненный в соответствии с пятифакторным центральным композиционным планом, позволил найти геометрию выходного устройства, которая обеспечивает минимальные потери полного давления ($\alpha_1 = 5^\circ$, $\alpha_2 = 7^\circ$, $n_d = 3,5$, $\bar{D} = 1,625$, $\bar{L}_n = 0,9$). Смещение стоек вниз по потоку в осевой части диффузора позволяет уменьшить потери полного давления. Для ВУ с большими углами стенок осевой части диффузора это смещение может обеспечить потери такого же уровня, как и в ВУ без стоек.

Список использованной литературы

1. Особенности расчета турбины с выходным диффузором одноваловой газотурбинной установки / И.К. Ша-

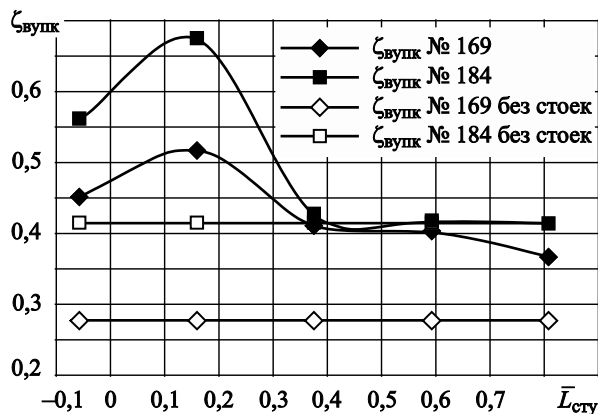


Рис 4. Зависимость коэффициента полных потерь давления в ВУ от положения стоек по длине диффузора

Fig. 4. Coefficient of total pressure losses in the exit unit as function of strut locations along the diffuser

- талов, И.А. Барский, Ю.А. Антипов, И.Д. Дудкин // Промышленная энергетика. 2010. № 11. С. 33–34.
2. Воздухоприемные и газовыпускные устройства быстроходных газотурбинных судов / А.М. Захаров [и др.]. Ленинград : Судостроение, 1977. 208 с.
 3. Воздухоприемные и газоотводные устройства судовых газотурбинных установок / Ю.А. Бордовицын, А.А. Вимба, Н.Я. Матусевич, С.И. Нахамкин. Ленинград: Судостроение, 1969. 168 с.
 4. Довжик С.А. Исследования по аэродинамике осевого дозвукового компрессора // Труды ЦАГИ. Москва, 1968. Вып. 1099. 279 с.
 5. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / А.Ш. Дорфман, М.М. Назарчук, Н.И. Польский, М.И. Сайковский. Киев : Изд-во Акад. наук УССР, 1960. 188 с.
 6. Комаров О.В., Недошивина Т.А., Ревзин Б.С. Авиационные и судовые конвертированные газотурбинные двигатели наземного применения. Екатеринбург : Изд-во Уральского ун-та, 2019. 196 с.
 7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. Москва : Энергия, 1970. 384 с.
 8. Пономарев Н.Н. Результаты испытания выходных устройств газотурбинных установок // Труды Крыловского гос. науч. центра. 2020. Вып. 4(394). С. 121–128. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-4-394-121-128.
 9. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / Х. Хартман, Э. Лецкий, В. Шеффер [и др.]. Москва : Мир, 1977. 552 с.
 10. Дрейтер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ: В 2 кн. Кн. 2. Москва : Финансы и статистика, 1987. 351 с.

11. Пономарев Н.Н. Улучшение газодинамических характеристик входных и выходных устройств промышленных газотурбинных установок // Газотурбинные технологии. 2000. № 3. С. 16–19.

References

1. Design peculiarities of a turbine with outlet diffuser for single-shafted gas turbine / I. Shatalov, I. Barsky, Yu. Antipov, I. Dudkin // Industrial Power Engineering. 2010. No. 11. P. 33–34 (*in Russian*).
2. Zakharov A. [et al.]. Air intakes and gas exhausts for fast craft with gas turbine propulsion. Leningrad : Sudostroyeniye, 1977. 208 p. (*in Russian*).
3. Air intakes and gas exhausts of marine gas turbines / Yu. Bordovitsin, A. Vimba, N. Matusevich, S. Nakhamkin. Leningrad : Sudostroyeniye, 1969. 168 p. (*in Russian*).
4. Dovzhik S. Aerodynamics of axial subsonic compressor // Transactions of TsAGI, Moscow. 1968. Vol. 1099. 279 p. (*in Russian*).
5. Aerodynamics of diffusers and exhaust hoods of turbomachines // A. Dorfman, M. Nazarchuk, N. Polsky, M. Saikovskiy. Kiev : Publishing House of Ukrainian SSR Academy of Sciences, 1960. 188 p. (*in Russian*).
6. Komarov O., Nedoshivina T., Revzin B. Aviation and marine converted gas turbines for land applications. Yekaterinburg : Publishing House of Urals University, 2019. 196 p. (*in Russian*).
7. Deich M., Zaryankin A. Gas dynamics of diffusers and exhaust hoods for turbomachines. Moscow : Energiya, 1970. 384 p. (*in Russian*).

8. Ponomarev N. Gas turbine outlets: test results // Transactions of Krylov State Research Centre. 2020. Vol. 4(394). P. 121–128 (*in Russian*).
9. Hartmann K., Letzki E., Schafer W. Statistische Versuchsplanung und Auswertung in der Stoffwirtschaft Deutscher Verl fur Grundstoffindustrie (*Russian translation*). Moscow : Mir, 1977. 552 p.
10. Draper N., Smith H. Applied Regression Analysis (*Russian translation*). In 2 vol. Vol. 2. Moscow : Finances & Statistics, 1987. 351 p.
11. Ponomarev N. Gas dynamics optimization for intakes and exhausts of industrial gas turbines // Gas Turbo Technology. 2000. No. 3. P. 16–19 (*in Russian*).

Сведения об авторе

Пономарев Николай Николаевич, к.т.н., ведущий инженер, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», НПКВЭ, НИОИЭИВЭ. Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 746-52-68. E-mail: tadpon@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-6172-7913>.

About the author

Nikolay N. Ponomarev, Cand. Sci. (Eng.), Lead Engineer, Tests & Operation Department, Hydrogen R&D Branch, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 746-52-68. E-mail: tadpon@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-6172-7913>.

Поступила / Received: 08.07.22
Принята в печать / Accepted: 14.10.22
© Пономарев Н.Н., 2022