

УДК 621.515

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР ТК26 ДЛЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ АО «ТУРБОХОЛОД» НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Бабиченко И.А.¹, Михайлов А.А.¹, Соколов К.К.¹, Галеркин Ю.Б.²,
Рекстин А.Ф.², Семеновский В.Б.², Дроздов А.А.²

¹ АО «Турбохолод», 107113, г. Москва, ул. 1-я Рыбинская, д. 3, строение 1

² ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия, ул. Политехническая д. 29

CENTRIFUGAL COMPRESSOR TK26 FOR NEW GENERATION TURBOEXPANDER UNITS OF TURBOHOLOD JSC

Babichenko I.A.¹, Mikhailov A.A.¹, Sokolov K.K.¹, Galerkin Yu.B.¹,
Rekstin A.F.², Semenovskiy V.B.², Drozdov A.A.²

¹JSC Turbokholod, Russia, Moscow, 1st Rybinskaya st., 3, building 1

²Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia,
St. Petersburg, Polytechnicheskaya, 29

Аннотация

АО «Турбохолод» - основной разработчик и производитель турбодетандерных агрегатов для газовой, нефтяной и других отраслей промышленности РФ. Эффективность ТДА в одинаковой степени зависит от эффективности турбины и центробежного компрессора, но диффузорный характер течения в компрессоре усложняет создание эффективной поточной части. С середины 2000 гг. газодинамические проекты компрессоров выполняют ученые-компрессорщики Санкт-Петербургского политехнического университета. По 34 проектам АО «Турбохолод» построил порядка 200 ТДА с суммарной мощностью более 750 000 кВт с компрессорами, спроектированными Методом универсального моделирования проф. Ю. Галеркина. ПК-программы Метода основаны на математических моделях КПД и коэффициента напора. Требования заказчиков ТДА к компрессорам усложнились. Ранее было достаточно обеспечить заданные отношение давлений, расход и КПД на расчетном режиме. Теперь требуется гарантировать работу на других режимах, иногда более полутора десятков. Расход и мощность также существенно выросли. Метод универсального моделирования активно

совершенствуется и соответствует современным требованиям. АО «Турбохолд» создал турбодетандерный агрегат АДКГ-40 нового поколения большой мощности с консольным расположением рабочих колес компрессора ТК26 и турбины. Осевой вход, достаточные размеры безлопаточного диффузора, применение улитки вместо сборной камеры создали условие для создания эффективного компрессора. Сложность заключалась в обусловленной ТЗ повышенной быстроходности компрессора, выходящей за оптимальные пределы. Тем не менее, заводские испытания, подтвердившие работоспособность ТДА АДКГ-40 нового поколения, показали также превосходящий аналоги КПД и необычно большой коэффициент устойчивости компрессора ТК26.

Ключевые слова: турбодетандер, коэффициент устойчивости, рабочее колесо, круглая внутренняя улитка, активный магнитный подшипник

Abstract

"Turboholod" company is the main developer and manufacturer of turboexpander units for the gas, oil and other industries of the Russian Federation. The efficiency of a TEU depends equally on the efficiency of the turbine and the centrifugal compressor, but the diffuse nature of the flow in the compressor makes it difficult to create an efficient flow path. Since mid-2000 gas compressor scientists at the St. Petersburg Polytechnic University carry out dynamic compressor designs. For 34 projects, "Turboholod" built about 200 TEU with a total capacity of more than 750,000 kW with compressors designed by the Universal Modeling Method of Prof. Yu. Galerkin. PC programs of the Method are based on math models of efficiency and loading factor.

The requirements of TEU customers for compressors have become more complex. Previously, it was enough to ensure the specified pressure ratio, flow rate and efficiency in the design point. Now it is necessary to guarantee operation in many regimes, sometimes more than one and a half dozen. Mass flow rate and power have also increased significantly. The Universal modeling method is being actively improved and meets modern requirements. "Turboholod" has created a new generation turboexpander unit ADKG-40 of high power with a cantilever arrangement of the impellers of the TK26 compressor and radial turbine. The axial

inlet, sufficient dimensions of the vaneless diffuser, and the volute instead of an usual toroidal collector are the conditions for creating an effective compressor. The difficulty lay in the increased specific speed of the compressor, which went beyond the optimal limits. However, factory tests, which confirmed the durability and performance of the new generation TDA ADKG-40, also showed superior efficiency and an unusually high stability coefficient of the TK26 compressor.

Keywords: turboexpander unit, impeller, efficiency, flow coefficient, loading factor, active magnetic bearing

Турбодетандерные агрегаты (ТДА) – важные элементы технологических установок, связанных с добычей, транспортировкой и переработкой природного газа. Газовая промышленность РФ – одна из наиболее энергоемких. Общая мощность центробежных компрессоров ПАО «Газпром» – более 50 млн. кВт. Немалую долю составляют центробежные компрессоры ТДА, основным производителем которых является АО «Турбохолод» (г. Москва).

Проточная часть центробежных компрессоров один из наиболее сложных объектов для эффективного проектирования и расчета ожидаемых характеристик. Несмотря на постоянный прогресс вычислительной газовой динамики (CFD), полную уверенность в результате проектирования дает испытание изготовленного компрессора, или предварительное испытание его модели. Но петербургская политехническая компрессорная научная школа создала такой инженерный метод проектирования и расчета центробежных компрессоров («Метод универсального моделирования»), который позволяет создавать проточные части, в точности соответствующие требованиям ТЗ, и часто с превышением оговоренной ТЗ эффективности [1]. С середины 2000 г. газодинамические проекты центробежных компрессоров для ТДА АО «Турбохолод» разрабатывают компрессорщики – политехники, возглавляемые профессором Ю.Б. Галеркиным. В таблице 1 представлен перечень проектов, выполненных командой Ю.Б. Галеркина и степень их реализации. Все компрессоры именуется ТК - с номером, соответствующим порядку выполнения проекта.

Таблица 1

Турбодетандерные агрегаты ОА «Турбохолод»
с центробежными компрессорами серии ТК
(Метод универсального моделирования)

№	Тип ТДА	Тип к-ра	Год пр-та	М-щ кВт	Расх. кг/с	Об-мин	р _к МПа	Отн. дав.	Диам. РК м.	К-во реж.	Мст. уст.	К-во шт.	Сум. кВт
1	АДКГ-9М	ТК-1	2005	2350	59	15500	11,8	1,311	0,320	1	Опытный образец	1	-
2	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-2	2005	3650	79	15500	8,0	1,333	0,365	1	Бованенково (опытный образец)	1	-
3	АДКГ-9-10 УХЛ4	ТК-3	2006	2670	78,1	14000	8,906	1,22	0,365	1	Песцовое, Харвугинское	10 9	50730
4	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-4/0706	2007	5030	79	15500	6,75	1,424	0,375	2	Бованенково (проект)	-	-
5	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-4/530	2007	5030	79	16250	6,75	1,424	0,390	2	Бованенково	10	50300
6	АДКГ-12,5-10 УХЛ4	ТК-5	2007	3080	77,7	16000	7,75	1,277	0,350	1	Заполярье	7	21500
7	АДКГ-10-20 УХЛ4	ТК-6	2007	1850	163	5000	8,69	1,070	0,575	1	Ярынская	22	40700
8	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-7	2007	2400	86,3	16000	13	1,209	0,275	1	Юрхаровское	6	14400
9	АДКГ-11-7 УХЛ4	ТК-8	2007	1660	59,19	16000	13	1,209	0,275	1	Юрхаровское	3	5000
10	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-4/410	2009	5580	79	14500	6,75	1,424	0,410	2	Бованенково	30	167400

11	АДКГ-9-10 УХЛ4	ТК-3а	2010	1200	59	12000	8,0	1,12	0,365	1	Находкинское	4	4800
12	АДКГ-11-7 УХЛ4	ТК-8а	2010	1660	59	16000	10,8	1,18	0,24	1	Юрхаровское (проект)	-	-
13	АДКГ-10-6 УХЛ4	ТК-10	2012	2099	51,2	16500	13,02	1,32	0,310	1	Самбургское (проект)	-	-
14	АДКГ-13-12 УХЛ4	ТК-11	2012	3231	103,5	15000	12,2	1,208	0,310	1	Юрхаровское (проект)	-	-
15	АДКГ-13-12 УХЛ4	ТК-11А	2012	3320	105,3	13280	12,2	1,208	0,340	1	Юрхаровское	1	3320
16	АДКГ-10-6 УХЛ4	ТК-12	2012	1792	60,5	15500	13	1,244	0,275	1	Самбургское	3	5400
17	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-13	2013	1962	85,19	13300	12,53	1,171	0,300	2	Ачимовское	4	7800
18	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-14	2013	3651	84,0	16000	14,2	1,365	0,320	6	Яро-Яхинское (проект)	-	-
19	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-14А	2013	2290	84,0	12500	12,5	1,202	0,340	1	Яро-Яхинское	2	4600
20	АДКГ-6-20/10 УХЛ4	ТК-15	2014	762	88,91	5100	5,513	1,072	0,490	2	Чаяндинское	8	6100
21	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-16	2017	6363	88,4	16250	6,3	1,460	0,390	12	Бованенково	1	6400
22	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-17	2017	5135	84,6	15900	6,3	1,406	0,400	2	Бованенково	40	204000
23	АДКГ-7-3 УХЛ4	ТК-18	2018	680	27,26	15500	5,398	1,169	0,280	1	Узбекистан	3	2000
24	АДКГ-10-6 УХЛ4	ТК-19	2019	2210	46,44	17500	13,72	1,40	0,285	1	Самбургское	3	6630
25	АДКГ-12-12 УХЛ4	ТК-21	2020	3282	104,9	15000	13,41	1,23	0,300	18	Салмановское	8	26300
26	АДКГ-12-10 УХЛ4	ТК-22	2020	2703	90,16	13500	7,461	1,26	0,340	15	Ковьктинское	11	29740
27	АДКГ-10-6/4 УХЛ4	ТК23	2021	1629	31,416	18800	5,8	1,365	0,305	18	Ево-Яхинское	2	3300

28	АДКГ-10-6/4 УХЛ4	ТК24	2021	2815	54,166	17500	5,804	1,366	0,33	18	Ево-Яхинское	3	8450
29	АДКГ-12-40/15 УХЛ4	ТК25	2021	9392	127,442	13000	6,148	1,614	0,53	2	Харасавэй (проект)	-	-
30	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК27	2021	4388	93,4	13395	6,45	1,316	0,415	6	Харасавэй	10	44000
31	АДКГ-8-40/11 УХЛ4	ТК26	2022	6247	137,076	13000	3,354	1,29	0,475	15	Усть-Луга	1	6300
32	АДКГ-12-40/15 УХЛ4	ТК28	2023	10718	123,5	14000	6,1	1,78	0,52	17	Харасавэй-Бованенково	3	32200
33	АДКГ-13-10/10 УХЛ4	ТК29	2023	2594	93,69	15000	13,141	1,244	0,3	2	Уренгойское	2	5200
34	АДКГ-6-20/17 УХЛ4	ТК31	2023	2654	135,48	7300	3,749	1,1366	0,575	5	Сабетта	2	5310
											ВСЕГО	210	761 880

Традиционно ТДА АО «Турбохолод» имели конструкционную схему, показанную на рис. 1.

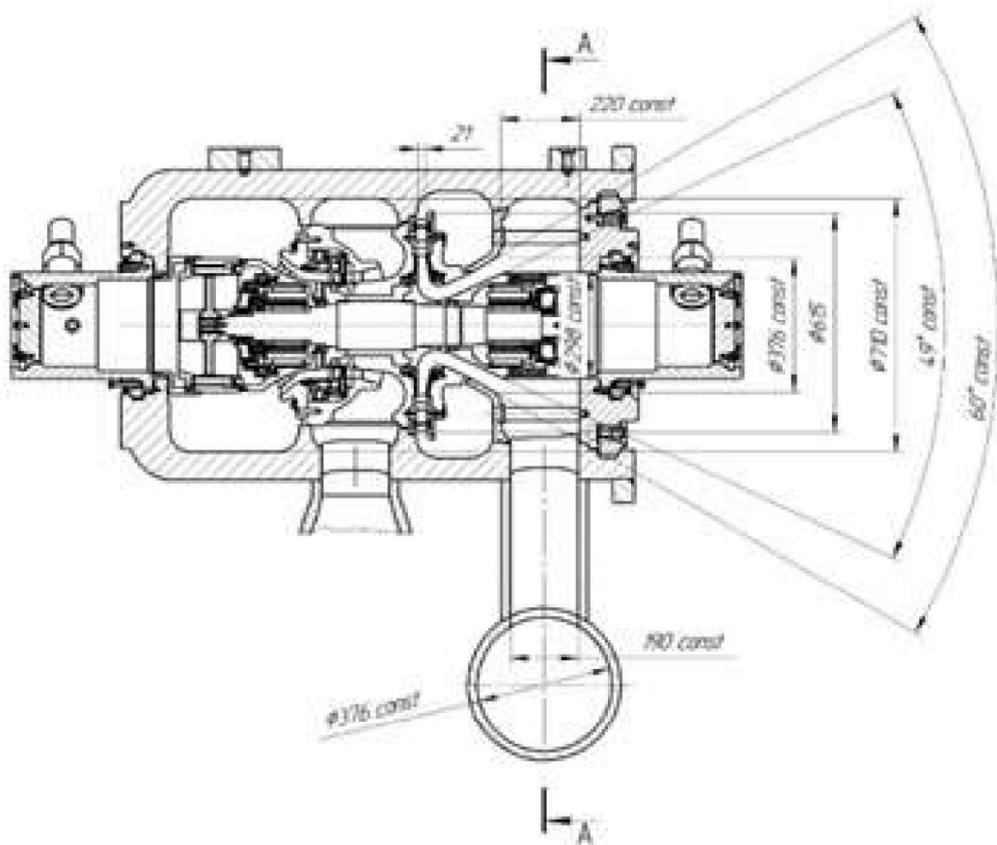


Рисунок 1- Турбодетандерный агрегат АДКГ-13-10/10-УХЛ4 с центробежным компрессором серии ТК

Рабочие колеса центробежного компрессора и осевой турбины расположены между подшипниками, на который опирается вал. До 2007 г. ТДА имели масляные подшипники скольжения, теперь – активные магнитные подшипники. С 2022 г. используются отечественные магнитные подшипники. Для ТДА с большим объемным расходом компрессора применяется корпус большего размера. Вертикальное расположение ротора применено для уменьшения осевой силы силой тяготения – рис. 2.

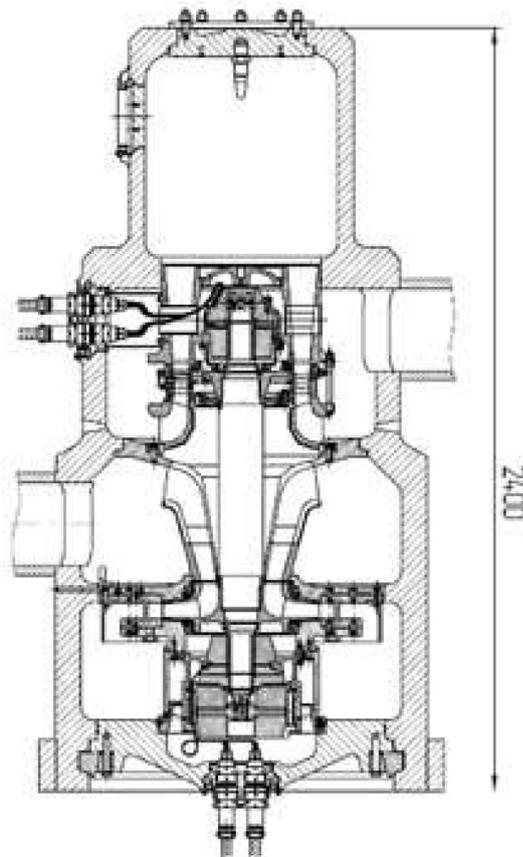


Рисунок 2 – Турбодетандерный агрегат АДКГ-6-20/17-УХЛ4 с центробежным компрессором серии ТК

Все газодинамические проекты компрессоров серии ТК выполнены Методом универсального моделирования проф. Ю.Б. Галеркина [2]. Основа Метода – система алгебраических уравнений для расчета характеристик центробежного компрессора – математические модели. Основные идеи сформулированы еще в книге [3]. Аналитического решения не имеют всего две задачи – расчет механической работы, которую двигатель сообщает газу через рабочие колеса компрессора, и расчет работы, которая нужна для преодоления сопротивления движению газа в проточной части (потерянной доли работы). Для решения первой задачи достаточно определить, насколько поток газа на выходе из рабочего колеса отстает от направления лопаток. Для этого воздействие лопаток на поток заменяется воздействием вихрей эквивалентной интенсивности, что приводит к алгебраическому уравнению с эмпирическими коэффициентами. Для получения уравнений расчета потерь они делятся:

- потери по месту возникновения: входной патрубок, рабочее колесо, диффузор, и т.д. В рабочем колесе и лопаточных решетках диффузора и обратно-направляющего аппарата отдельно рассчитываются потери на передней и задней поверхности лопаток и на ограничивающих поверхностях,

- потери по физической природе: потери от трения газа о поверхности проточной части, потери вихреобразования при отрыве газа от поверхности, вторичные потери при отклонении потока от инерциального направления, ударные потери, которые возникают при работе компрессора на нерасчетных режимах. Для всех составляющих потерь разработаны алгебраические уравнения с эмпирическими коэффициентами.

Математические модели были идентифицированы по результатам испытания модельных ступеней серии 20 СЕ Проблемной лаборатории ЛПИ. Широкое применение нашла 4-я версия Метода универсального моделирования. Новое поколение центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов, дожимных компрессоров и компрессоров подземных хранилищ газа с 2 – 8 ступенями, мощностью до 25 МВт было создано еще во 2-й половине 1990-х гг. За счет повышения максимального КПД и расширения зоны работы среднеэксплуатационный КПД был повышен на 4% - публикация в органе СМ РФ журнале «Промышленность России» [4]. Сейчас в газовой промышленности РФ работает порядка 400 центробежных компрессоров с общей мощностью более 5 млн. кВт, спроектированных Методом универсального моделирования.

В первом десятилетии сотрудничества АО «ТУРБОХОЛОД» с компрессорщиками – политехниками также использовалась 4-я версия Метода. С течением времени требования к проектам усложнялись. Можно выделить два направления:

- повышение быстроходности ТДА, что влечет необходимость применения осерадиальных пространственных рабочих колес. Метод было необходимо развить в направлении более полного учета специфики этих рабочих колес,

- конечные потребители начали требовать гарантировать работу ТДА не только на проектном режиме, но и на других, дополнительных режимах. Для этих режимов задаются конкретные требования к КПД и потребляемой мощности. Более того, конечные потребители требуют представить все газодинамические характеристики компрессора в заявке на участие в тендере (максимально 18 режимов в строках № 24, 26, 27 таблицы 1).

Ответом на усложняющиеся условия газодинамического проектирования стали интенсивные исследования в целях развития Метода универсального моделирования, представленные в публикациях и докладах на международных конференциях. В обобщенном виде результаты представлены в трех докторских и четырех кандидатских диссертациях. В работе [5] представлена 5-я версия модели КПД с наиболее полным моделированием всех деталей рабочего процесса. Из-за необходимости многочисленных итераций объем вычислений возрос на 2 порядка, но точность моделирования характеристик повысилась. В работе [6] изучена специфика компрессоров турбохолодильных агрегатов и сформулированы рекомендации. В работах [7] и [8] решены вопросы более корректного моделирования неподвижных элементов проточной части. Рекомендации по оптимальному проектированию осерадиальных рабочих колес представлены в [9]. В работе [10] представлена наиболее совершенная 9-я версия Метода универсального моделирования. Характеристики ступеней с осерадиальными рабочими колесами моделируются не в двухмерной, а в квазитрехмерной постановке.

Решение задачи предварительного расчета газодинамических характеристик на стадии первичного проектирования выполнено в работе [11]. В ранней работе [12] была предложена статистическая модель КПД в зависимости от главных параметров проектирования ступени – коэффициентов расхода и напора на расчетном режиме $\Phi_{\text{расч}}$, $\psi_{\text{Трасч}}$. Для этого было оптимизировано 2000 ступеней, КПД которых был аппроксимирован алгебраическими уравнениями. В [11] статистическая модель модернизирована, и на базе обширного расчетного эксперимента составлена

приближенная модель проточной части для предварительного расчета характеристик на номинальном и дополнительных режимах.

В результате процесса совершенствования Метод универсального моделирования был способен решить компрессорную часть проблем создания АО «ТУРБОХОЛОД» головного образца турбодетандерного агрегата АДКГ-40 с повышенной производительностью.

Проблема достижения наибольшего возможного КПД компрессора турбодетандерного агрегата осложняется тем, что оптимальная быстроходность турбины и компрессора чаще всего не совпадает. В случае агрегата нового поколения АДКГ-40 быстроходность турбины оказалась очень высокой. Быстроходность компрессора ТК26 оказалась выше, чем у известных аналогов. При такой быстроходности считается необходимым применять осевые компрессоры. Тем не менее, благодаря эффективности новой версии Метода универсального моделирования и большим усилиям проектировщиков новый компрессор ТК26 удовлетворяет требования ТЗ с большим превышением по КПД на всех режимах.

В соответствии с ТЗ компрессор ТК26 АДКГ-40 должен работать на 15 режимах. Для расчета характеристик на режимах по уравнениям совершенного газа используется следующая методика. В ТЗ Заказчик для каждого режима представляет значения изоэнтропного напора $h_{ад}$, повышения температуры при изоэнтропном сжатии $\Delta T_{ад}$, что определяет теплоемкость

$c_p = \frac{k}{k-1} zR = \frac{h_{ад}}{\Delta T_{ад}}$. Отношение давлений равно $\pi = \left(\frac{T_{2ад}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$. По заданному

отношению давлений вручную подбором рассчитывается показатель процесса

$\frac{k}{k-1}$, а затем $zR = \frac{c_p}{\frac{k}{k-1}}$.

Техническое задание на компрессор ТК26 для ТДА АДКГ-40 нового поколения специфическое. Безразмерное число оборотов – быстроходность

[13] - характерно скорее для осевых компрессоров:

$$K_n = 2\sqrt{\pi} \frac{\bar{V}_{inl}^{0.5}}{h_i^{0.75}} n(1/s) = \Phi^{0.5} / \psi_i^{0.75} = 0.70.$$

Вариантный расчет одноступенчатого компрессора при заданном числе оборотов довольно прост. У всех сопоставляемых вариантов безразмерное число оборотов одинаковое: $K_n = 2\sqrt{\pi} \frac{\bar{V}_{inl}^{0.5}}{h_i^{0.75}} n(1/s) = \text{const}$. При заданном числе оборотов турбины заданная мощность турбины может быть передана газу рабочим колесом большего диаметра при меньшем коэффициенте напора, и наоборот. Поэтому у вариантов с большими коэффициентами напора больше и коэффициент расхода. Статистическая модель КПД основана на экспериментальных данных по ступеням с коэффициентами напора $\psi_{Трасч} > 0.4$ и коэффициентами расхода $\Phi_{расч} < 0.10$. Это соответствует быстроходности $K_n \leq 0.630$.

На рис. 3 показаны результаты вариантного расчета компрессора ТК26 (для расчета объема корпуса предложена эмпирическая формула в зависимости от диаметра РК и коэффициента расхода. Эта информация при выборе варианта во внимание не принимается).

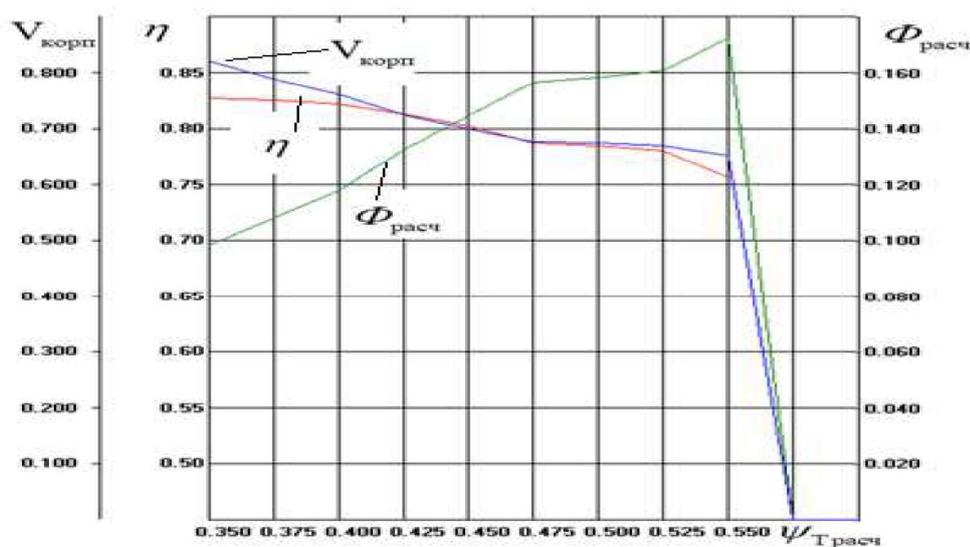


Рисунок 3 – Зависимость КПД и коэффициента расхода от коэффициента напора вариантов компрессора ТК26

Все представленные на рис. 3 варианты лежат за пределами области, где уравнения статистической модели КПД проверены экспериментально. Незакономерное протекание зависимостей параметров при $\psi_{\text{Трасч}} > 0.475$, $\Phi_{\text{расч}} > 0.135$ связано с этим обстоятельством.

При выборе параметров проектирования компрессора ТК26 было решено не принимать значение коэффициента теоретического напора менее 0,40, поскольку опыта применения в реализованных проектах низконапорных рабочих колес с $\psi_{\text{Трасч}} < 0.4$ нет.

На рис. 4 показана информация о результатах оптимизации сверхбыстроходного рабочего колеса компрессора ТК26 по программе ЗДМ023 для расчета невязкого квазитрехмерного течения.

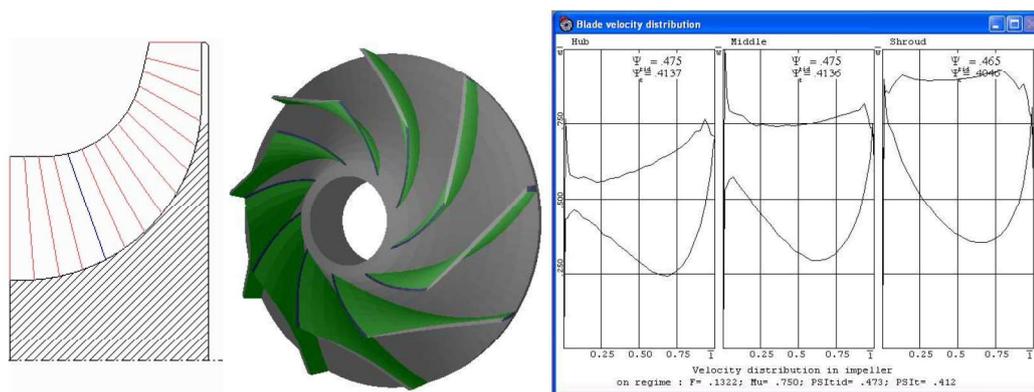


Рисунок 4 – Программа ЗДМ023. ОРК ТК26. Схема и вид лопаточной решетки, диаграммы скоростей на поверхностях лопаток – втулочная, средняя и периферийная осесимметричные поверхности тока

Решающим является характер течения на периферийной поверхности, где скорости газа наибольшие. Скорость потока на задней поверхности лопаток всего на 10 – 15% меньше окружной скорости рабочего колеса. Постоянство скорости на задней поверхности исключает образование следа, т.е. потерь смешения в рабочем колесе из-за отрыва потока на основной части лопаток можно не опасаться. Но на выходе в области разгрузки лопаток появляется диффузорная зона, могущая привести к образованию следа и

появлению потерь смешения. Альтернатива – сделать замедление вдоль задней поверхности лопатки, при которой разгрузки лопатки на выходе нет. Такой вариант ОРК представлен на рис. 5.

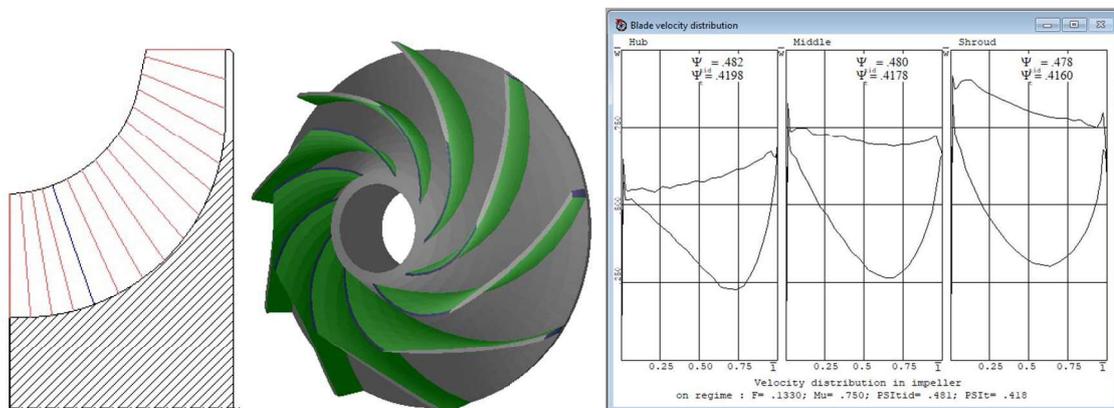


Рисунок 5 – Программа 3ДМ023. Альтернатива ОРК ТК26 без разгрузки лопатки на выходе

Диаграммы скоростей на рис. 5 выглядят привлекательно. Но относительная высота лопаток на выходе непривычно большая. Меридиональный контур ОРК выглядит непривычно. Замедление меридионального потока значительное. Принять такой вариант ОРК в проект достаточно мощного компрессора без экспериментальной проверки опасно. Вариант на рис. 4 тоже не имеет испытанного аналога, но он ближе к испытанным конструкциям.

Для большей уверенности в надежности проекта было предпринято экспериментальное исследование модельной ступени центробежного компрессора по проекту Методом универсального моделирования НИЛ «Газовая динамика турбомашин» ЦНТИ СПбПУ. Испытание в порядке сотрудничества и при значительной технической поддержке АО «Турбохолод» выполнено на современном экспериментальном стенде ЭКЦ-55 – рис. 6.



Рисунок 6 – Экспериментальной стенд ЭЦК-55 для испытания моделей центробежных компрессоров

Испытание подтвердило проектные характеристики ступени с осерадиальным рабочим колесом, безлопаточным диффузором и обратно-направляющим аппаратом. Безразмерное число оборотов испытанной ступени $K_n = \Phi^{0.5} / \psi_i^{0.75} = 0.532$, что почти на треть меньше, чем у компрессора ТК26. Но одинаковость принципов проектирования придало уверенности в успехе проекта.

Специалисты АО «Турбохолод» предложили хорошие условия для создания эффективного компрессора для турбодетандерного агрегата нового типа. Консольное расположение рабочего колеса позволяет применить осевой входной патрубком с минимальными потерями напора и равномерной структурой потока на входе в рабочее колесо. Диаграммы скоростей на рис. 4 демонстрируют высокий уровень кинетической энергии потока в этом сверх высокорасходном рабочем колесе. При радиальном подводе с большой неравномерностью потока на входе наверняка эффективность рабочего колеса оказалась бы невысокой. Для размеров безлопаточного диффузора ограничений не было установлено. Вместо обычно применяемой сборной камеры у компрессора ТК26 выходное устройство – более эффективная круглая внутренняя улитка.

Турбодетандеры агрегат АДКГ-40 разработан АО «Турбохолод» и является головным образцом нового модельного ряда ТДА, рассчитанных на повышенную производительность по сравнению с текущими серийно выпускаемыми модификациями агрегатов АДКГ-10 и АДКГ-20, примеры которых показаны на рис. 1 и 2. Конструкция агрегата АДКГ - 40 разработана и изготовлена в рамках исполнения мероприятий Дорожной карты № 03-247 от 01.12.2022 «Разработка турбодетандерной установки сырьевого газа технологического процесса низкотемпературного разделения газоперерабатывающего завода проекта «Газоперерабатывающий комплекс в составе Комплекса переработки этаносодержащего газа в районе п. Усть-Луга». Внешний вид агрегата показан на рис. 7.

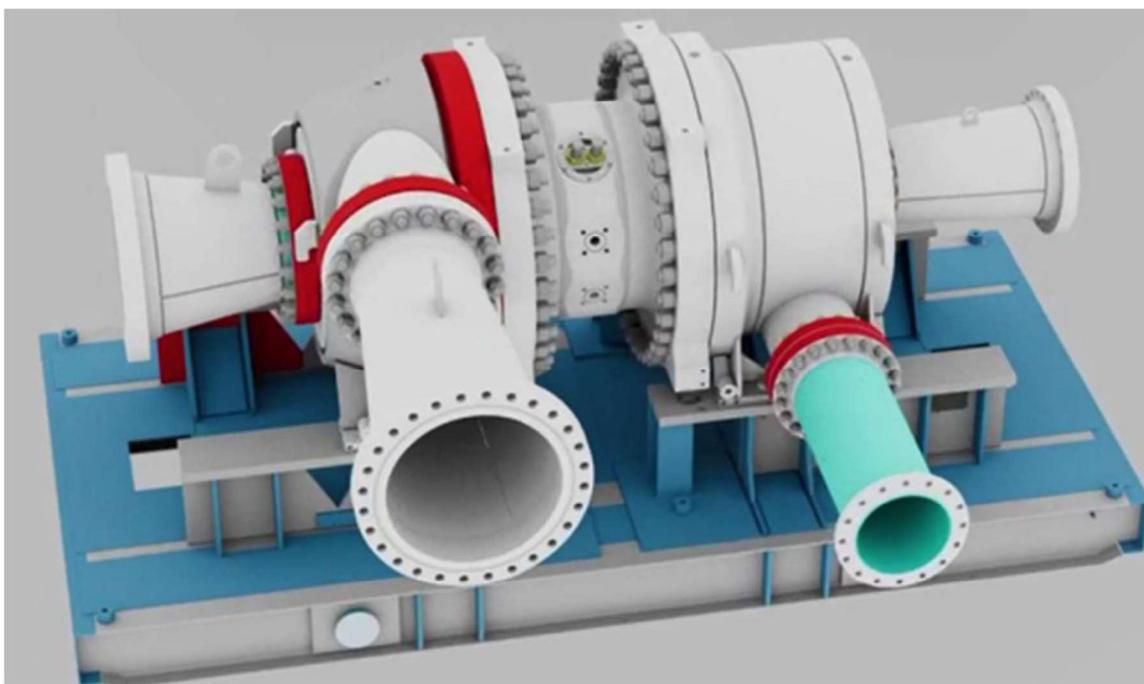


Рисунок 7 – Общий вид турбодетандерного агрегата АДКГ-40

На сегодняшний день турбодетандерные агрегаты АО «Турбохолод» могут иметь мощность от 1,0 до 12,0 МВт и более, и оснащаются системами магнитного подвеса (электроника и механические части) полностью отечественной разработки и изготовления. Продольное сечение ТДА АДКГ-40 демонстрирует рис. 8.

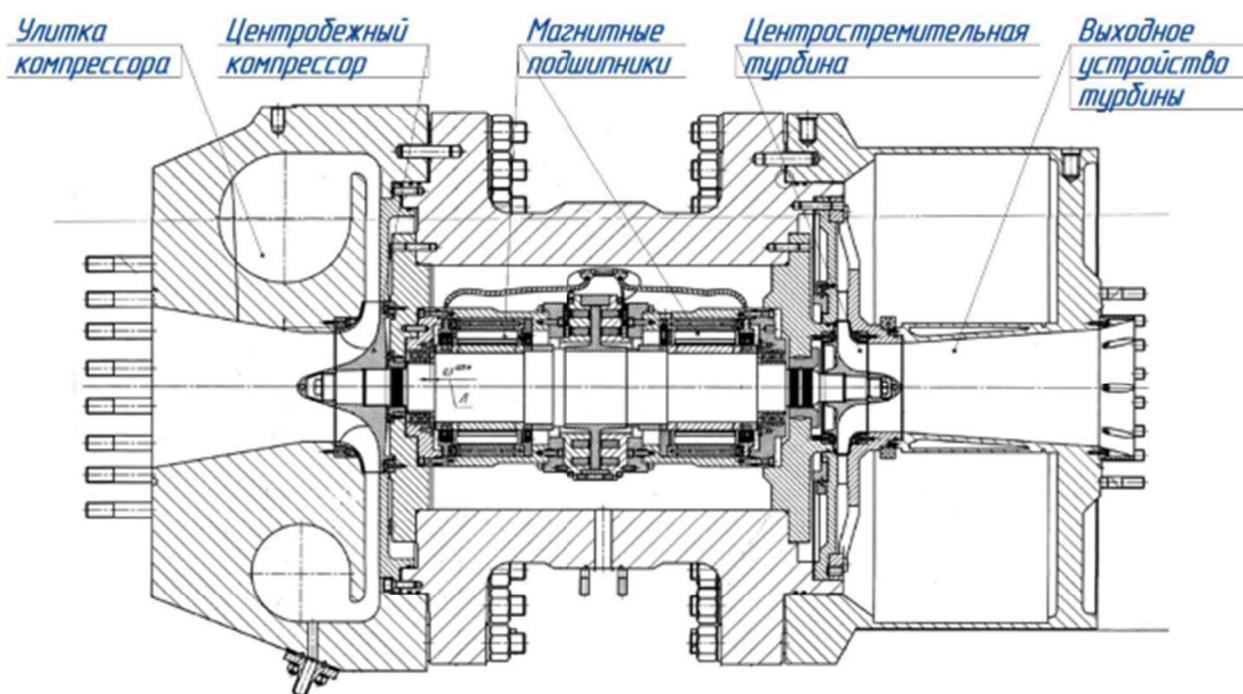


Рисунок 8 – Продольное сечение ТДА АДКГ-40

Турбодетандер состоит из ротора с установленными на него рабочими колесами компрессора и турбины, статорных элементов магнитных подшипников, корпуса с поворотным сопловым аппаратом турбины, корпуса компрессора с диффузором, улитки и кольцевой камеры. На роторе турбодетандера размещены: осевой упорный диск, дистанционные втулки, шихтованные втулки силовых обмоток и датчиков положения, втулки страховочных радиально-упорных подшипников. В корпусе подшипников для фиксации вала ставится два статорных магнитных подшипника, после чего на консолях вала устанавливаются рабочие колеса: на одной консоли - компрессора, на другой колесо детандера. Колеса промышленных турбодетандеров изготавливают из высокопрочных алюминиевых, титановых или нержавеющей сталей. На рис. 9 представлено сверхбыстроходное рабочее колесо компрессора ТК26, изготовленное из цельной поковки.

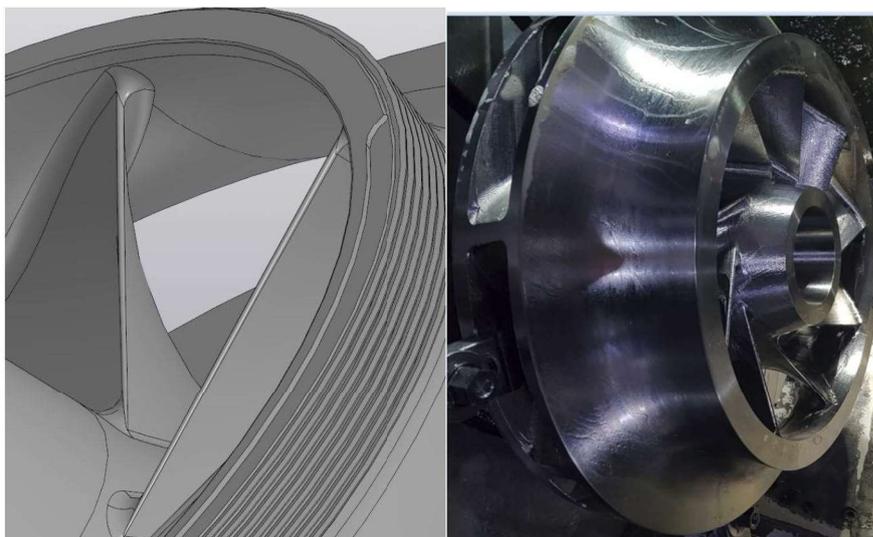


Рисунок 9 – Твердотельная модель и внешний вид рабочего колеса компрессора ТК26, диаметр 475 мм, мощность 8000 кВт

В конструкции агрегата применена радиальная турбина с регулируемым сопловым аппаратом с целью получения более высокой эффективности по сравнению с осевыми турбинами, предназначенными для низкотемпературной конденсации природного газа с большим содержанием жидкой фракции и механических примесей. Поворотный сопловой аппарат предназначен для оптимизации и обеспечения максимальной эффективности процесса охлаждения газа при изменении параметров рабочей среды.

В зависимости от условий эксплуатации и требований заказчиков агрегаты могут работать по схемам: «турбина - компрессор» или «компрессор - турбина». Заводские испытания агрегатов проходят на современном вновь созданном для этих целей воздушном стенде с полной автоматизацией процесса и фиксацией параметров средствами стендовой системы управления и архивацией параметров в виде трендов с одновременным расчетом характеристик. Воздушный стенд позволяет проводить испытания агрегатов как по совместной схеме, так и определять характеристики компрессора по отдельной схеме. Фотография воздушного стенда АДК - 40 представлена на рис. 10.



Рисунок 10 – Турбодетандерный агрегат нового поколения АДК - 40 с центробежным компрессором ТК26 на заводском испытательном стенде АО «ТУРБОХОЛОД»

Воздушный стенд оборудован современными системами управления, контроля и измерений. На рис. 11 представлена схема стенда АДКГ - 40, отображаемая на АРМ оператора.

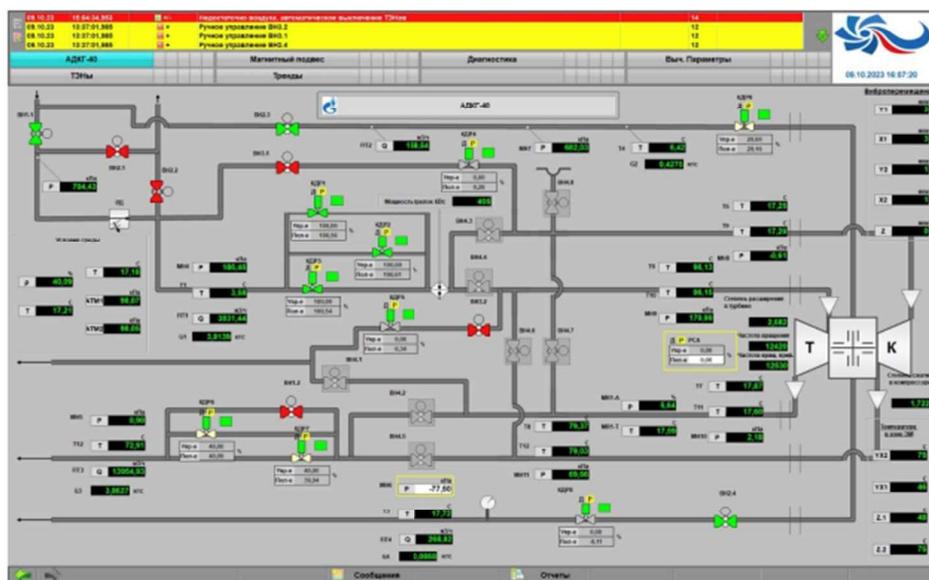


Рисунок 11 – Схема испытательного стенда АДКГ - 40 (АРМ оператора)

Механические испытания проведены на стенде при частоте вращения до 13600 об/мин - виброперемещения не превышали $5\div 7$ мкм (рабочая частота агрегата 13000 об/мин).

По результатам испытаний на заводском испытательном стенде АО «ТУРБОХОЛОД» получены представленные ниже газодинамические характеристики компрессора ТК26. Несмотря на новизну конструкции и отсутствие аналогов, газодинамические характеристики центробежного компрессора по проекту СПБПУ полностью обеспечили требования ТЗ по производительности и напору. Уровень КПД значительно превзошел требования Технического задания. На рис. 12 показаны безразмерные характеристики компрессора ТК26 по результатам «воздушных» испытаний.

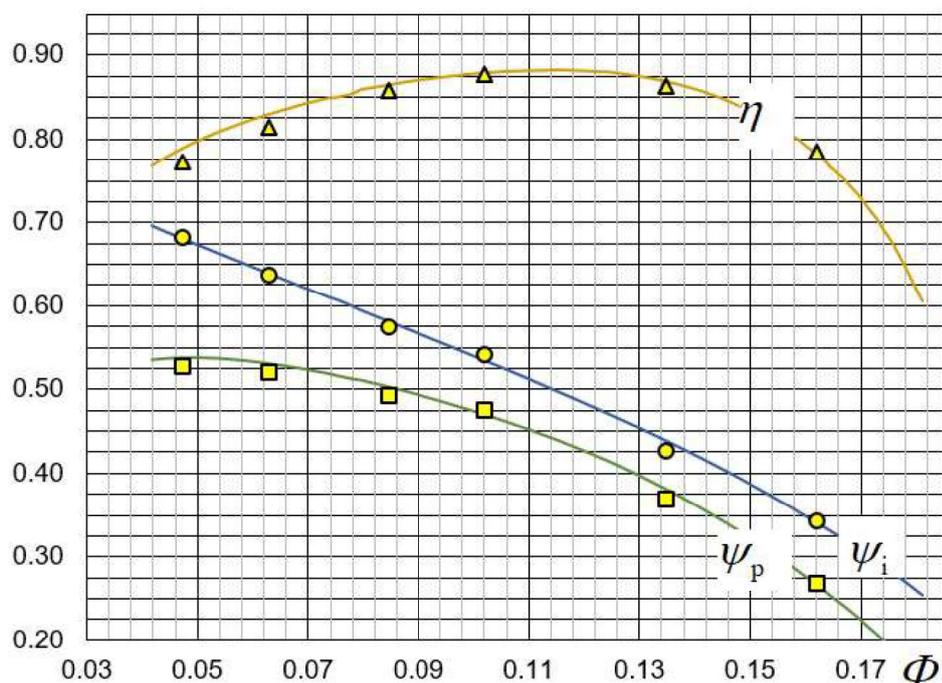


Рисунок 12 – Безразмерные характеристики компрессора ТК26 при испытаниях на воздухе. 10025 об/мин. Соответствует 13000 об/мин при работе на газе

По безразмерным характеристикам рассчитаны характеристики при работе на газе. Характеристики номинального режима CASE 100 показаны на рис. 13.

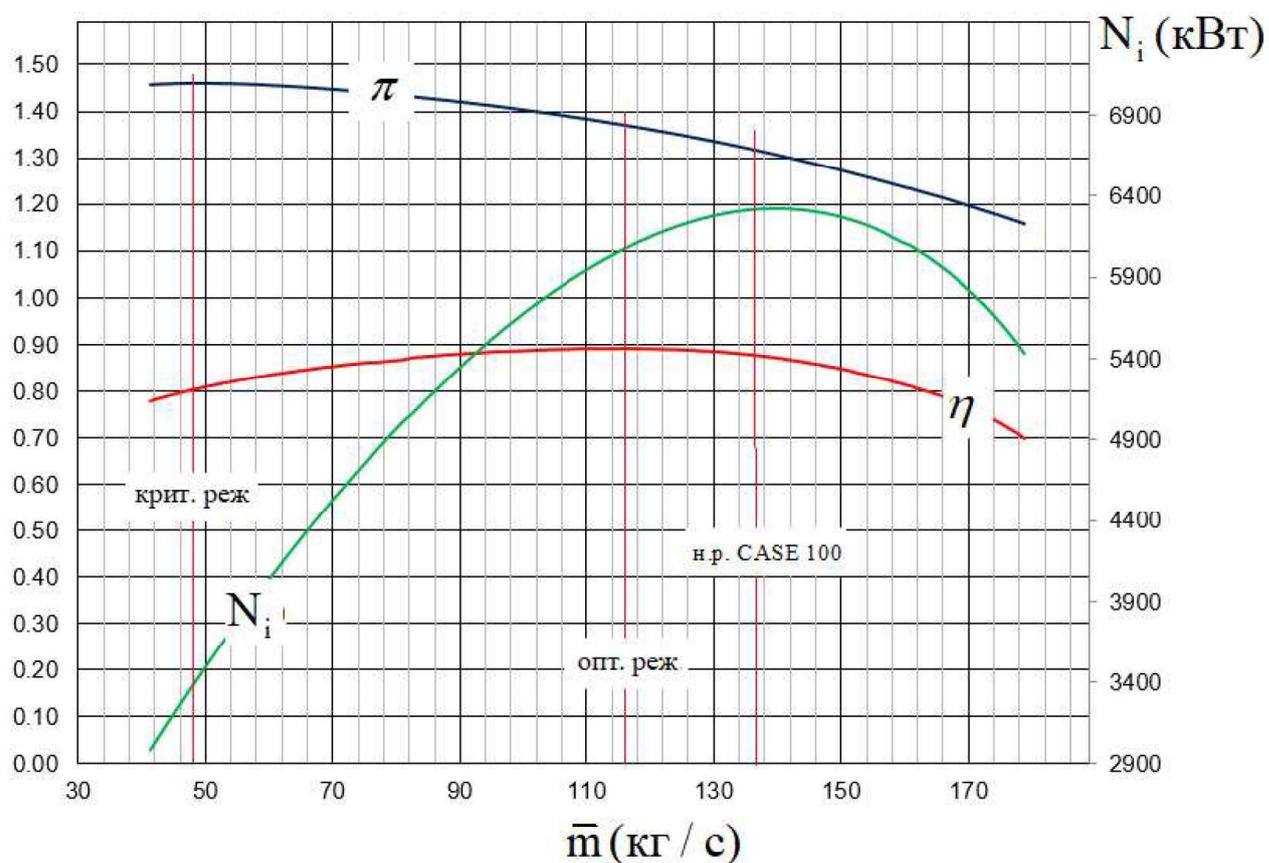


Рисунок 13 - Характеристики компрессора ТК26 при работе на номинальном режиме CASE 100, 13000 об/мин

В таблице 2 представлены номинального режима, режима максимального КПД (оптимального режима) в сравнении с заданием ТЗ.

Таблица 2
Основные результаты испытания компрессора ТК26 на заводском стенде

параметр	Расход н.р. (кг/с)	КПД н. р.	π н. р.	Расход опт. реж (кг/с)	КПД опт. реж	π опт. реж.
Пересчет заводских испытаний ном. реж. CASE 100	137.5	0.8752	1.3132	120.16	0.891	1.3709
ТЗ	137.26	0.820	1.286	-	-	-

Обращает внимание беспрецедентно большой коэффициент устойчивости $K_{уст} = 1 - \bar{m}_{кр} / \bar{m}_{расч}$. Граница помпажа отстоит от рабочей точки на 65% расхода.

По безразмерным характеристикам рассчитаны характеристики компрессора ТК26 на всех 15 режимах работы, оговоренных ТЗ. Они показаны на рис. 14.

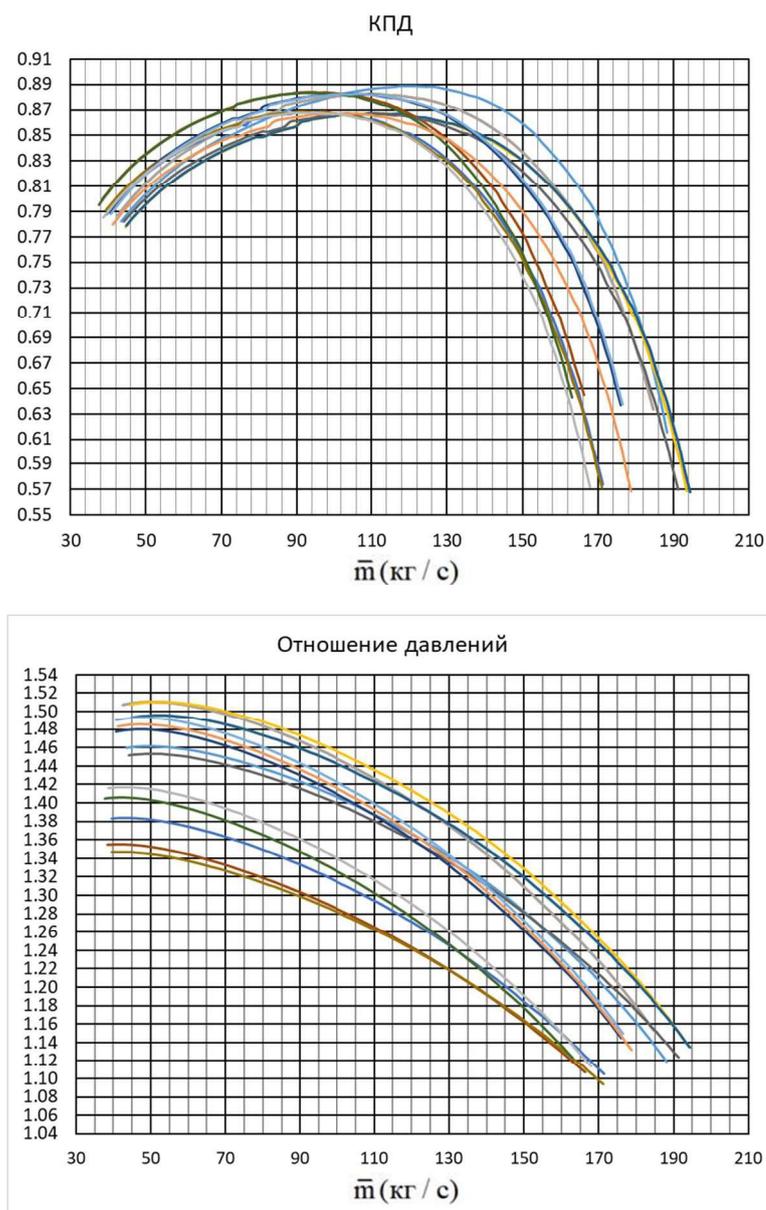


Рисунок 14 – Характеристики КПД и отношения давлений компрессора ТК26 при работе на 15 режимах, оговоренных ТЗ

Графики на рис. 14 — это не семейство характеристик. Для каждого из режимов задан свой состав газа, начальные давления и температуры. Для каждого из режимов (кроме номинального) подобрано такое число оборотов ротора, при котором обеспечены заданные ТЗ расход и отношение давлений. Испытания подтвердили, что на всех режимах КПД больше обусловленного ТЗ.

Выше указывалось, что быстроходность рабочего колеса компрессора ТК26 $K_n = \Phi^{0.5} / \psi_i^{0.75} = 0,70$ и коэффициент расхода $\Phi_{расч} = 0,133$ далеко выходят за пределы, где возможен максимально достижимый КПД. Известные специалистам – компрессорщикам данные о наиболее эффективном центробежном трехступенчатом компрессоре Siemens – MAN STC-SV (далее STC) для ГПА 16 МВт такие. Коэффициент расхода 1-й ступени $\Phi_{расч} = 0,10$. Это на 33% меньше, чем у компрессора ТК26. Безразмерное число оборотов $K_n = \Phi^{0.5} * / \psi_i^{0.75} = 0,51$ на 37% меньше, чем у ТК26. КПД компрессора STC при работе на газе 87,8%. Несмотря на не оптимальную (излишнюю) быстроходность, компрессор ТК26 имеет более высокий КПД. Правда, у сопоставляемого компрессора ГПА радиальный входной патрубок у 1-й ступени, что снижает КПД.

Данные по испытанию зарубежной высокорасходной модельной ступени с осевым входом приведены в [14] (далее – ступень ИРТ). Ступень с осерадиальным рабочим колесом $\Phi_{расч} = 0,15$ безлопаточным диффузором и обратно-направляющим аппаратом имеет напорные характеристики, показанные на рис. 15.

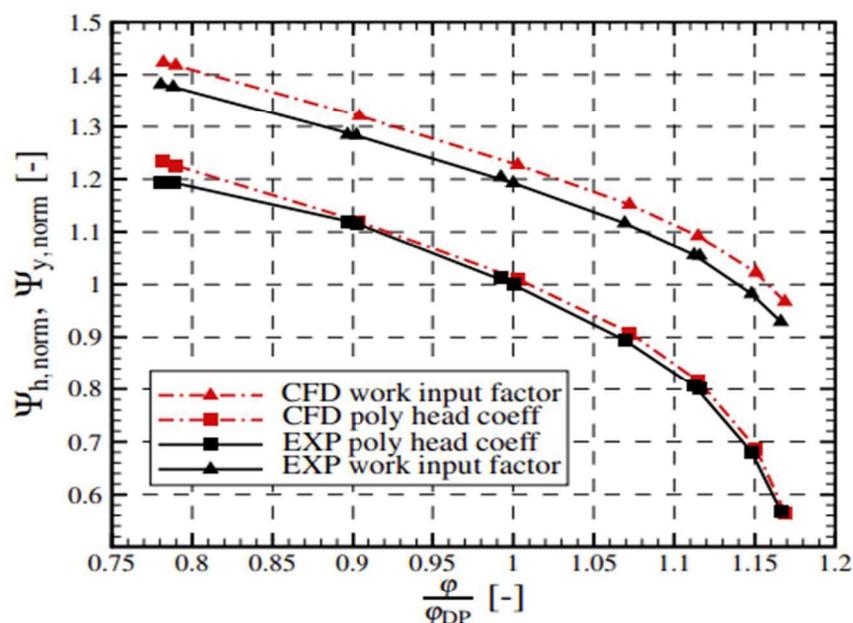


Рисунок 15 – Напорные характеристики ступени с ОРК $\Phi_{расч} = 0,15$

[Ошибка! Источник ссылки не найден.]

Авторы [Ошибка! Источник ссылки не найден.] не привели уровень КПД ступени, но информации на рис. 15 достаточно для его определения. КПД равен отношению полезной и затраченной работы, в безразмерном виде $\eta = \psi_{п} / \psi_{i}$, значит КПД этой ступени равен $1/1,2 = 0,8333$. В другой публикации об этой ступени [15] на рисунке 3 приведены характеристики, из которых следует, что коэффициент внутреннего напора $\psi_{i расч}$ равен примерно 0,65. Соответственно, безразмерное число оборотов равно $K_n = 0,535$.

По статистической модели КПД произведена сравнительная оценка эффективности ступеней с быстроходностью $K_n = 0,510$ (1-я ступень компрессора STC), с быстроходностью 0,535 (модельная ступень IJPT), и с быстроходностью 0,676 (компрессор ТК26). Для расчетов использована одна из программ вариантного расчета Метода универсального моделирования. Программа в порядке сотрудничества с АО «Турбохолод» разработана с учетом специфики центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. На рис. 16 показаны заставка и меню параметров проектируемого компрессора.

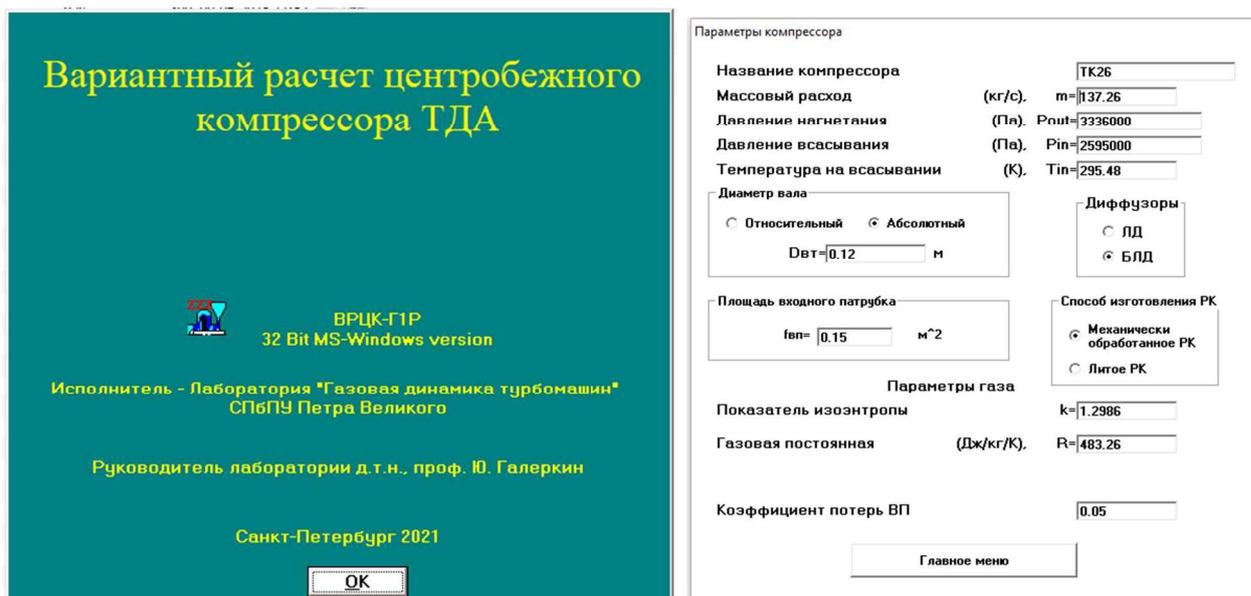


Рисунок 16 – Заставка и меню параметров компрессора ТДА для вариантного расчета

Расчеты проведены на условия работы при номинальном режиме CASE 100. Соответственно с величиной K_n , считались варианты с 9250, 10280 и 13000 об/мин. В таблице 3 сопоставлены данные ступеней с разной быстроходностью.

Таблица 3
Эффективность зарубежных и отечественной центробежных ступеней с большой быстроходностью

Ступень\ параметр	K_n	$\Phi_{расч}$	$\psi_{i расч}$	Диаметр РК для ТК26	КПД (испыт.)	КПД (стат. ММ)
1-я ст. STC	0.510	0.100	0.533	0.583 м.	0.878	0.873
м/с ЦРТ	0.535	0.150	0.650	0.49 м.	0.833	0.830
ТК26	0.700	0.133	0.4125	0.475 м.	0.8752	0.862

По трехступенчатому компрессору STC указан измеренный и рассчитанный КПД компрессора и параметры 1-й ступени. При трех ступенях этот компрессор развивает отношение давлений 1.35 (1.322 у

одноступенчатого компрессора ТК26). Для сравнения – в середине 2000-е гг. Методом универсального моделирования был спроектирован и долго был в производстве 4-х ступенчатый компрессор ГПА 16 Мвт с КПД 87.6% и отношением давлений 1.71 (непространственные рабочие колеса).

На рис. 17 результаты расчета представлены графически.

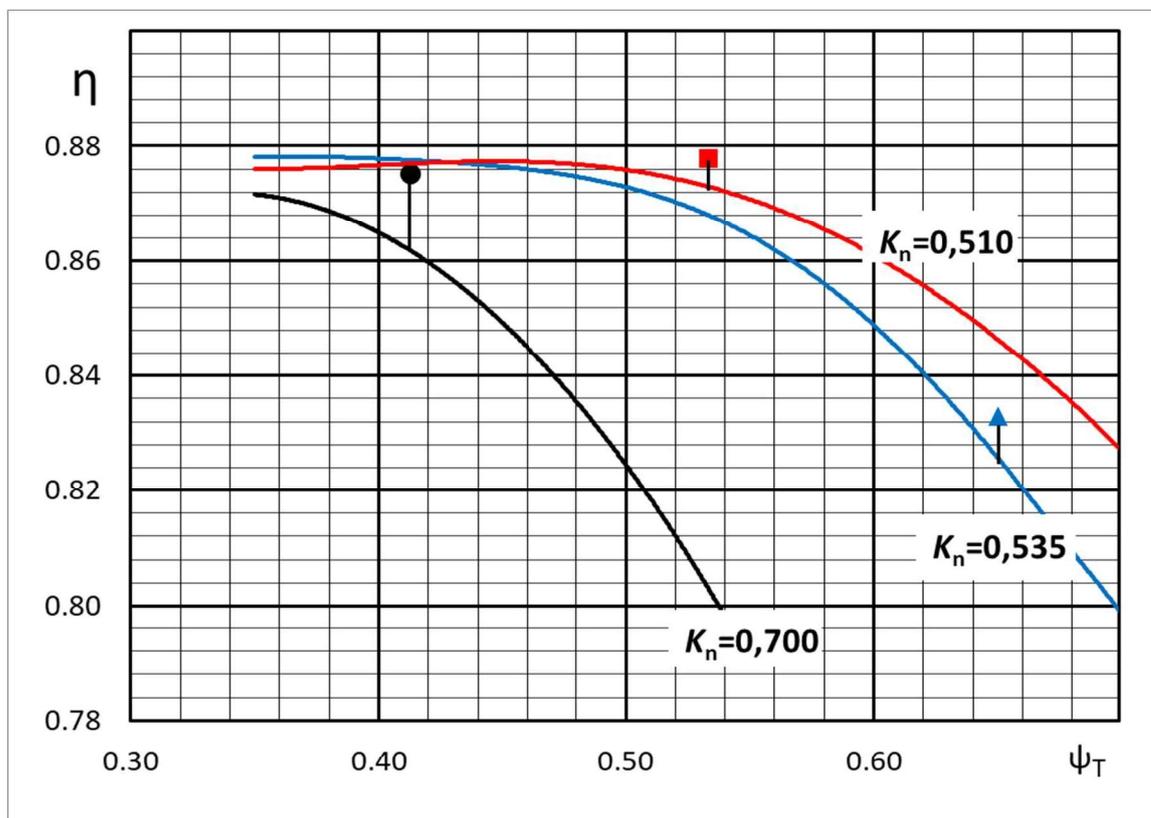


Рисунок 17 – Рассчитанные по статистической модели КПД зависимости $\eta = f(\psi_T)$ при трех K_n . Измеренные КПД: ● – ТК26, ▲ – ИРТ, ■ – STC

На рис. 17 сплошными линиями представлен КПД ступеней с одинаковой быстроходностью в зависимости от коэффициента теоретического напора на проектном режиме. Для компрессора ТК26 эта зависимость показан на рис. 3 в другом масштабе. Статистическая модель КПД Метода универсального моделирования основана на экспериментальных данных по модельным ступеням серии 20СЕ и результатах заводских испытаний многоступенчатых компрессоров мощностью 12 – 25 МВт, спроектированных Методом универсального моделирования [1, 5]. У модельных ступеней и компрессоров

рабочие колеса радиальные с непространственными лопатками. Кривые на рис. 17 выходят за пределы параметров модельных ступеней и ступеней компрессоров, по которым определены эмпирические коэффициенты. Тем не менее, КПД зарубежных аналогов с осерадиальными рабочими колесами статистическая модель оценивает практически точно. Измеренный КПД зарубежных аналогов больше всего на 0,3 – 0,5%. КПД компрессора ТК26 на 1,3% больше оценки по статистической модели, что указывает на его высокую эффективность. Максимальный КПД ступени отечественного компрессора ТК26 больше, чем у зарубежных аналогов, и больше чем по статистической модели, основанной на экспериментальных данных последнего десятилетия. Рекордная быстроходность обеспечила наименьший диаметр рабочего колеса компрессора нового поколения ТК26. У компрессора ТК26 самый высокий КПД и самая широкая зона работы с коэффициентом устойчивости 0,65.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Благодаря значительным усилиям специалистов АО «Турбохолод» и ученых – компрессорщиков СПбПУ создан целиком отечественный высокоэффективный турбодетандерный агрегат нового поколения АДКГ-40. Прогрессивная компоновочная схема, разработанная специалистами АО «Турбохолод», позволила придать центробежному компрессору с рекордной быстроходностью рекордно высокий КПД и максимально широкий диапазон устойчивой работы. Решена техническая задача, важная для экономики России. Новые технологические линии ТЭК будут гарантированно обеспечены отечественными турбодетандерными агрегатами. Подтверждение проектных характеристик компрессора нового турбодетандерного агрегата с превышением КПД на 6 % при параметрах проектирования, выходящих за освоенные пределы — это так же серьезный вклад в прикладную теорию центробежных компрессоров.

Библиография

1. Галеркин Ю.Б. Труды научной школы компрессоростроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого /Ю.Б. Галеркин. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021. – 332 с.
2. Ю.С. Васильев. Ю.К. Петреня, К.В. Солдатова, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века / Ю.С. Васильев [и др.] – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. – 384 с.
3. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Центробежные компрессоры. Машиностроение. - Л. -1982
4. Ю.С. Васильев, П.И. Родионов, М.И. Соколовский. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. [текст] // Промышленность России. – 2000. – № 10-11. – М. – С. 78-85.
5. Солдатова, К.В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.06 / Солдатова К.В.; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; науч. консультант Ю.Б. Галеркин. — Санкт-Петербург, 2017. - 357 с.
6. Семеновский, В.Б. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов и создание базы данных модельных ступеней по результатам заводских испытаний. [текст] / В.Б. Семёновский // Дис... канд. техн. наук. - КНИТУ. – 2020. – С. 173.
7. Соловьёва, О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. [текст] / О.А. Соловьёва // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2018. – С. 162.
8. Маренина, Л.Н. Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной

- газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования. [текст] / Л.Н. Маренина // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2021. – С. 244.
9. Дроздов, А.А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами. [текст] / А.А. Дроздов // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2016. – С. 236.
10. Дроздов, А.А. Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение. [текст] / А.А. Дроздов // Дис... д-ра техн. наук. - СПбПУ. – 2021. – С. 440.
11. Рекстин, А.Ф. Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров. [текст] / А.Ф. Рекстин // Дис... д-ра техн. наук. - СПбПУ. – 2021. – С. 342.
12. Попова, Е. Ю. Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования. [текст] / Е.Ю. Попова // Дис...канд. техн. наук / СПбГПУ. – СПб. – 1991.
13. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры. [текст] / Ю.Б. Галеркин // Изд-во СПбГТУ. – СПб. – 2010. – С.596.
14. C. Rube, T. Rossbach, M. Wedeking, D. R. Grates, P. Jeschke. Experimental and Numerical Investigation of the Flow Inside the Return Channel of a Centrifugal Process Compressor. Journal of Turbomachinery OCTOBER 2016, Vol. 138 / 101006-1 [DOI: 10.1115/1.4032905]
15. Jan Bisping, Tim Rossbach, Daniel Grates, Andre Hildebrandt, Peter Jeschke. INFLUENCE OF DIFFUSER DIAMETER RATIO ON THE PERFORMANCE OF A RETURN CHANNEL WITHIN A CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE. Proceedings of GPPS Forum 18 Global Power and Propulsion Society Montreal, 7th-9th May 2018