

АДАПТАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ 3D-ПЕЧАТИ И МЕТОДОВ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ДЛЯ СОЗДАНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

А. В. Бураков¹, А. А. Левихин², А. В. Побелянский², А. С. Перминов³

¹АО «Компрессор»,

Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, Б. Сампсониевский пр., 64

²Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова,

Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, 1

³ООО «Компрессор Газ»,

Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, Б. Сампсониевский пр., 64

В статье описан богатый опыт холдинга компаний «Компрессор» по созданию компрессорного оборудования для различных отраслей промышленности. Продемонстрированы существующие методы разработки и изготовления турбокомпрессоров на примере нестандартного холодильного компрессора, предназначенного для работы на газообразном хладагенте R704. Проанализированы данные по освоенным ведущими иностранными компаниями в области авиа- и ракетостроения аддитивным технологиям изготовления деталей и сборочных единиц с помощью 3D-печати металлическими материалами. Рассмотрен опыт применения методов топологической оптимизации в авиа- и ракетостроении. Сделан вывод о применимости методов топологической оптимизации для создания элементов турбокомпрессоров совместно с технологией 3D-печати. Предложен способ создания нестандартных малорасходных турбокомпрессоров, обеспечивающий снижение материалоемкости и увеличение прочности деталей и узлов, включающий этапы проектного расчета, предварительного расчета, построения 3D-модели, поэтапная топологическая оптимизация, верификация нагрузок, верификация технологии, изготовления методом 3D-печати, 3D-сканирование для подтверждения соответствия напечатанной детали заданным геометрическим свойствам, верификация детали на соответствие механическим свойствам.

Ключевые слова: турбокомпрессор, 3D-печать, 3D-сканирование, оптимизация нагрузок, проектный расчет.

Введение

Группа компаний АО «Компрессор» была основана в 1877 году. Завод был создан для оборонных нужд страны. Первая скорострельная российская пушка и первый российский компрессор изобретены учеными и инженерами завода. Традиционным потребителем продукции завода «Компрессор» является ВМФ РФ, для которого изготавливаются малозумные компрессоры высокой надежности, малых габаритов, низких уровней вибрации, что достигается применением специальных средств, разработанных заводским центральным конструкторским бюро. Предприятие развивается, разрабатывая и внедряя в производство новые уникальные виды продукции для сложных наукоемких проектов в нефтехимической, газовой, и атомной промышленности. Предприятие выпускает широкий ассортимент серийного компрессорного оборудования, холодильные установки, компрессоры и блочные компрессорные станции с конечным давлением от 0,2 до 42,0 МПа для сжатия различных газов. В настоящее время в холодильной, газовой и нефтехимической промышленности эксплуатируется большое количество компрессорного оборудования для циркуляции хладагентов, транспортирования газа, значительная часть

которого относится к турбокомпрессорам. Для повышения эффективности применяемого парка компрессорного оборудования необходимо исследовать и оптимизировать все элементы компрессорной системы, внедрять методы и технологии, обеспечивающие снижение капитальных и эксплуатационных расходов.

Обзор опыта применения технологии 3D-печати в авиа- и ракетостроении

На иностранных предприятиях авиа- и ракетостроения активно исследуются вопросы аддитивных технологий изготовления ответственных технологически сложных деталей. Рассматривая опубликованные данные по опыту применения 3D-печати в авиа- и ракетостроении стоит обратить внимание на компанию GE Aviation (США), которая разработала, сертифицировала и внедрила в коммерческие авиационные двигатели созданные методом 3D-печати топливную форсунку и корпус температурного датчика. При эквивалентной прочности отливки и детали, напечатанной на 3D-принтере, последняя имела массу на 25% меньше [1]. Норвежская компания Norsk Titanium, известная фирменной технологией 3D-печати Rapid Plasma Deposition, открыла про-

Таблица 1. Газодинамические параметры двух холодильных компрессоров
Table 1. Gasdynamic parameters of two refrigeration compressors

Параметр	ДКУ-ГЦ 0,52/3,31/3,41(№1)	ДКУ-ГЦ 0,15/0,9/1,0(№2)
Производительность массовая (кг/с)	0,52	0,15
Давление газа начальное, абс. (МПа)	3,31	0,9
Давление газа конечное, абс. (МПа)	3,41	1,0
Температура начальная (°С)	33	33
Рабочее тело	R704	R704
Политропный КПД, не менее	0,79	0,79

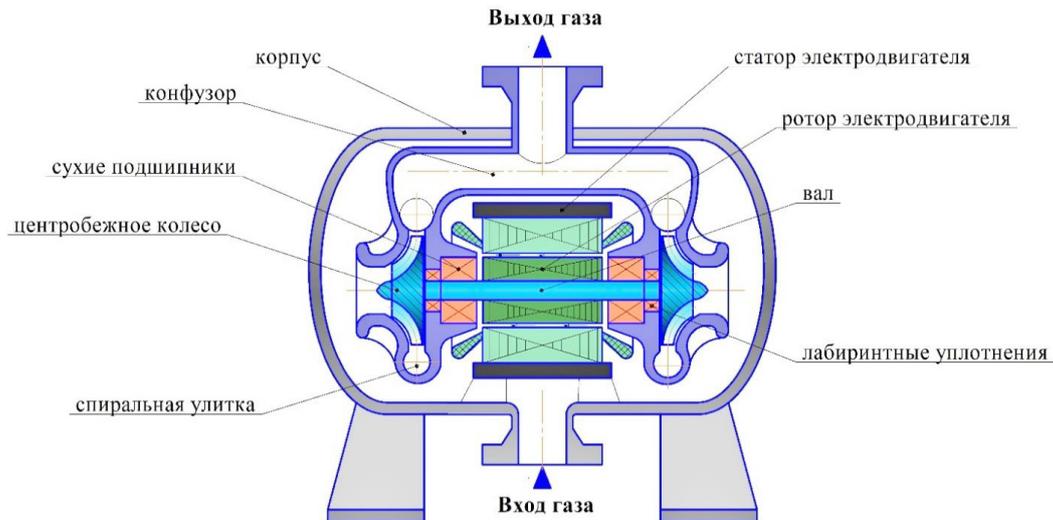


Рис. 1. Схема погружного центробежного компрессора
Fig. 1. Diagram of submersible centrifugal compressor

изводство титановых деталей для Boeing и Airbus, в частности, для Boeing 787 [2]. В двигателестроительной компании Turbo Dynamics (Великобритания) на 3D-принтере был напечатан турбокомпрессор надувного воздуха [3]. Таким образом, можно отметить широкое внедрение 3D-печати отдельных деталей и узлов в авиации и двигателестроении. Данную технологию целесообразно адаптировать и использовать в компрессоростроении для производства технологически сложных деталей турбокомпрессоров.

Объект

ООО «Компрессор Газ», входящее в группу компаний АО «Компрессор», в 2019 г. разработало холодильные компрессоры, предназначенные для работы на газообразном хладагенте R704, со специальными требованиями — обеспечения эффективной циркуляции хладагента без загрязнения его смазочными материалами ДКУ-ГЦ 0,52/3,31/3,41 и ДКУ-ГЦ 0,15/0,9/1,0 [4]. Требуемые параметры холодильных установок приведены в табл. 1.

Известно широкое применение в промышленности группой компаний ОАО ВНИИХО-ЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» крупных и средних цен-

тробежных компрессоров для хладагента R134a, однако параметры требуемых холодильных компрессоров лежат в области высокой и средней холодопроизводительности, которая составляет 100 кВт и выше [5]. В промышленности отсутствуют серийно выпускаемые холодильные центробежные компрессоры малой холодопроизводительности 10–30 кВт на хладагенте R704, так как стационарные центробежные компрессоры применяются в установках более 100 кВт [6].

Центробежный малорасходный компрессор был спроектирован с использованием накопленного опыта АО «Компрессор» по разработке компрессорного оборудования Санкт-Петербургским политехническим университетом Петра Великого в области расчетов центробежных газовых компрессоров, опыта Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова в области топологической оптимизации и 3D-печати [7].

Для выполнения специальных требований с целью минимизации утечек были предложены следующие технические решения:

- размещение компрессора и электродвигателя внутри корпуса под давлением;
- встроенный высокооборотный электродвигатель, имеющий единый вал с компрессором;



Таблица 2. Параметры компрессора №1
в одноступенчатом исполнении
Table 2. Parameters of a single-stage compressor no. 1

Параметр	Компрессор	Ступень
Flow rate, kg/s	0,52	—
Compressor efficiency	0,8541	—
RPM, 1/min	46350,64	—
Power consumption, kW	12,63	—
Tip speed, m/s	204,73	—
Stage	—	3D + VLD
F		0,0950
Mu		0,1907
D2		0,0844
PSIt		0,5700
ETA		0,8541

Таблица 3. Параметры компрессора №1
в двухпоточном исполнении
Table 3. Parameters of a two-flow compressor no. 1

Параметр	Компрессор	Ступень
Flow rate, kg/s	0,26	—
Compressor efficiency	0,8596	—
RPM, 1/min	52348,36	—
Power consumption, kW	6,27	—
Tip speed, m/s	203,17	—
Stage	—	2D + VLD
F		0,0620
Mu		0,1892
D2		0,0741
PSIt		0,5700
ETA		0,8596

— охлаждение компрессора непосредственно перекачиваемым хладагентом;
— компрессор без смазки и сухие газодинамические подшипники.

Принципиальная схема холодильного компрессора приведена на рис. 1.

Оценка основных параметров на этапе проектного расчета

Проектный расчет показал, что для компрессора №1 оптимален одноступенчатый вариант, а для компрессора №2 — двухступенчатый вариант. Оба компрессора с консольным расположением рабочих колес на валу приводного электродвигателя. Все ступени концевой типа с осерадиальными полуоткрытыми рабочими и безлопаточными диффузорами.

Исследование вариантов обоих компрессоров показало, что близким к оптимальному может быть решение на основе ступени с параметрами проектирования $\Phi_{расч} = 0,095$ и $\psi_{Трасч} = 0,57$. На этапе проектного расчета на основании упрощенной математической модели были рассчитаны параметры компрессоров.

Результаты расчета варианта компрессора №1 в одноступенчатом исполнении приведены в табл. 2. Проведенный расчет показал, что осевая сила может создать недопустимую нагрузку на подшипники приводного двигателя. Эта проблема отсутствует у двухступенчатого компрессора №2 с рабочими колесами «спина к спине». Поэтому такое решение возможно и для компрессора №1, если сделать двухступенчатый вариант или двухпоточный вариант. Результаты расчета варианта компрессора №1 в двухпоточном исполнении приведены в табл. 3. Результаты расчета варианта компрессора №1 в двухступенчатом исполнении приведены в табл. 4. В связи с незначительным изменением плотности при незначительной степени сжатия обе ступени компрессора №2 могут быть идентичными, но с разным направлением вращения. Рассчитанные параметры компрессора №2 приведены в табл. 5. Двухступенчатый вариант компрессора №1 привлекателен тем, что он по размерам и конструктивно близок к компрессору №2. Проблема в большой величине $\Phi_{расч} = 0,175$, ведущей к снижению КПД. При меньшем значении обороты компрессора еще удаляются от но-

Таблица 4. Параметры компрессора №1 в двухступенчатом исполнении
Table 4. Parameters of a two-stage compressor no. 1

Параметр	Компрессор	Ступень 1	Ступень 2
Flow rate, kg/s	0,52	—	—
Compressor efficiency	0,8028	—	—
RPM, 1/min	38251,39	—	—
Power consumption, kW	13,44	—	—
Tip speed, m/s	146,94	—	—
Stage	—	3D + VLD	3D + VLD
F		0,1750	0,1737
Mu		0,1371	0,1366
D2		0,0734	0,0734
PSIt		0,5700	0,5700
ETA		0,7872	0,8186

Таблица 5. Параметры компрессора №2
Table 5. Parameters of compressor no. 2

Параметр	Компрессор	Ступень 1	Ступень 2
Flow rate, kg/s	0,15	—	—
Compressor efficiency	0,8650	—	—
RPM, 1/min	67707,38	—	—
Power consumption, kW	11,91	—	—
Tip speed, m/s	261,35	—	—
Stage	—	3D + VLD	3D + VLD
F		0,0950	0,0924
Mu		0,2539	0,2508
D2		0,0737	0,0737
PSIt		0,5700	0,5700
ETA		0,8541	0,8761

минальных оборотов двигателя (50 000 об/мин). У двухпоточного варианта компрессора №1 обороты еще дальше от номинальных оборотов двигателя. Дальнейшее увеличение оборотов приведет к нецелесообразному уменьшению диаметра рабочего колеса, который при расчетных значениях частоты вращения составляет 75 мм. В табл. 5 приведены параметры компрессора №2.

Упрощенная математическая модель ориентирована на большие промышленные компрессоры и не учитывает негативное влияние масштабного фактора на КПД. В предварительном расчете предусмотрена реалистичная оценка КПД.

Предварительный расчет характеристик компрессоров

Проектный расчет и предварительный расчет определяют основные размеры компрессора. В процессе газодинамического проектирования эти размеры многократно уточняются, дополняются размерами, не участвующими в математической модели. Выполняется возврат в начало проекта с корректировкой параметров проектирования $\Phi_{расч}$, $\Psi_{Грасч}$ и т. д.

Для расчета газодинамических сил проведения предварительного расчета достаточно.

Осевое усилие складывается из алгебраической суммы сил давления на тыльную поверхность основного диска (направлена в сторону всасывания) и поверхность основного диска в межлопаточном канале (направлена в сторону нагнетания). На поверхность основного диска между диаметрами D_2 и D_0 действует сила давления, увеличивающаяся от p_0 до p_2 . На поверхность основного диска между диаметрами $D_{вм}$ и D_0 действует сила давления p_0 и сила динамического давления при повороте потока от осевого до радиального направления.

Сила давления в зазоре «рабочее колесо – корпус», составляющая $F_{z1} < 0$.

Так как величина протечек через лабиринтные уплотнения вала незначительна, радиальной составляющей скорости в зазоре «рабочее колесо – корпус» принято пренебрегать. Окружная составляющая скорости в зазоре равна половине окружной скорости. В результате:

$$F_{z1} = - \int_{r_{вм}}^{r_2} 2\pi r \cdot (p_2 - 0,125\rho r^2 u_2^2) \cdot dr = \\ = \pi p_2 (r_2^2 - r_{вм}^2) - 0,0625\pi \rho u_2^2 (r_2^4 - r_{вм}^4)$$

и при рассчитанных значениях величин $F_{z1} = -17966,5$ Н.

Таблица 6. Результаты предварительного расчета компрессоров
Table 6. Preliminary calculation results for compressors

Компрессор	N, кВт	n, об/мин	D2, мм	Двт, мм	u2, м/с	Fz Н
№ 1	14	46700	0,085	21	207	212
№ 2	14	68000	0,075	18	265	0

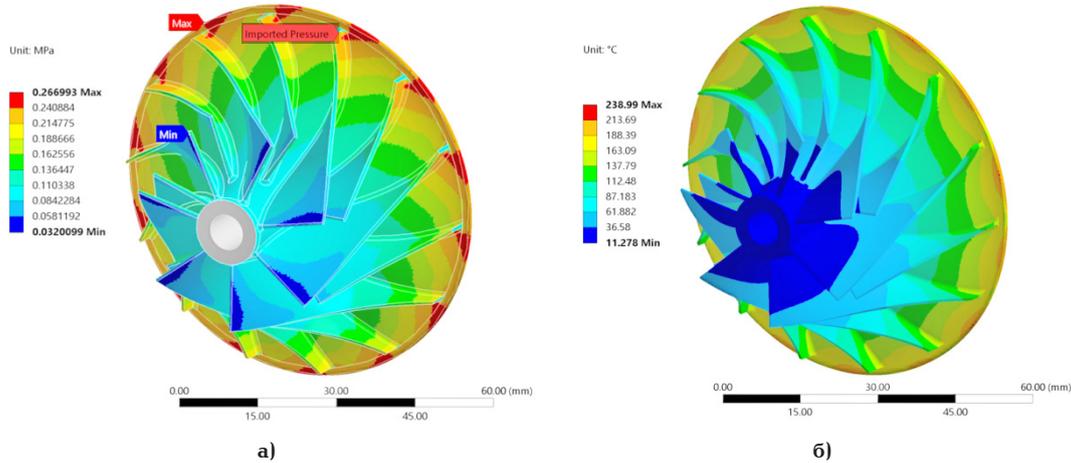


Рис. 2. Поля давлений газа в МПа (а), поля температур в град. С (б)
Fig. 2. Fields of gas pressure in MPa (a), fields of temperatures in deg. C (б)

Сила давления в межлопаточном канале, составляющая $F_{z2} > 0$.

При расчете по средней величине давления:

— сила, действующая на поверхность основного диска рабочего колеса в межлопаточном канале:

$$dF_{z2} = p_{cp} \cdot 2\pi r dr;$$

$$F_{z2} = 2\pi \cdot p_{cp} \int_{r_0}^{r_2} r dr = 0,5\pi(p_2 + p_0)(r_2^2 - r_0^2) = 12609,7 \text{ Н.}$$

При расчете по линейно возрастающей величине давления сила получилась бы больше:

$$dF_{z2} = p \cdot 2\pi r dr,$$

$$p = p_0 + \frac{p_2 - p_0}{r_2 - r_0} (r - r_0)$$

и

$$F_{z2} = 2\pi \int_{r_0}^{r_2} \left[p_0 + \frac{p_2 - p_0}{r_2 - r_0} (r - r_0) \right] r dr.$$

Сила давления на входном участке межлопаточного канала $F_{z3} > 0$.

Сила действует на поверхность основного диска между диаметрами $D_{вн}$ и D_0 :

$$F_{z3} = p_0 \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{вн}^2) = 5108 \text{ Н.}$$

Сила динамического давления при повороте потока от осевого до радиального направления $F_{z4} > 0$:

$$F_{z4} = \bar{m}c_0 = 37 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая сила:

$$F_z = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 212 \text{ Н.}$$

Осевая сила, действующая на ротор компрессора №2, равна нулю в связи с расположением рабочих колес «спина к спине».

Основные параметры, полученные в результате предварительного расчета компрессоров, представлены в табл. 6.

Оптимизация и изготовление рабочих колес

В области компрессоростроения накоплен большой опыт эксплуатации и применяются различные способы оптимизации и повышения эффективности работы, в частности, для поршневых компрессоров могут применяться конструктивные подходы, например, методология конструктивной оптимизации поршневого компрессора прямого привода газа при истощении газового коллектора [8]. К методам снижения затрат относится снижение стоимости изготовления без ухудшения эксплуатационных характеристик оборудования. Для снижения стоимости изготовления технологически сложных деталей и уменьшения количества сборочных единиц могут применяться технологии 3D-печати. Для повышения удельных характеристик роторных нагнетателей, таких как воздуходувки типа «Рутс» и винтовые компрессоры, может использоваться способ изготовления роторов из металла или полимерного

A: do_opt
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa

531,81 Max
472,73
413,66
354,59
295,51
236,44
177,36
118,29
59,211
0,13647 Min

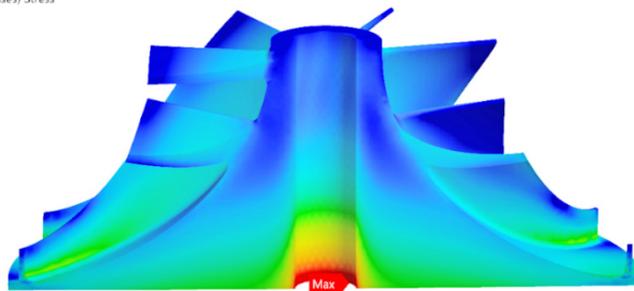


Рис. 3. Распределение напряжений в рабочем колесе до оптимизации
Fig. 3. Distribution of stresses in the impeller before optimization

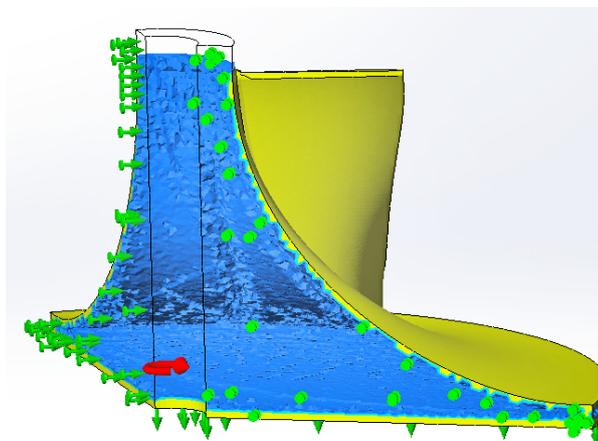


Рис. 4. Результаты топологической оптимизации
Fig. 4. Results of topological optimization

материала методом 3D-печати с внутренними полостями, образованными взаимопересекающимися продольными и поперечными ребрами [9]. Оптимизация конструкции деталей в авиа- и ракетостроении является актуальной задачей, для решения которой применяется так называемая «топологическая оптимизация». Топологическая оптимизация — это способ улучшения конструкции, направленный на поиск наилучшего распределения материала в заданной области для заданных нагрузок и граничных условий. Использование топологической оптимизации на этапе разработки обеспечивает выбор варианта конструкции с самым эффективным распределением материала и пустот в объеме при этом заметно снижает массу конструкции [10].

Рабочее колесо является одним из наиболее нагруженных элементов турбокомпрессора. При производстве таких колес с использованием аддитивных технологий появляется возможность значительно снизить массу, соблюдая условие прочности.

Рассмотрим созданный БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова газотурбинный двигатель ГТД100. Масса рабочего колеса не превышает 120 г, номинальная частота вращения составляет 125000 об/мин, в качестве материала применен титановый сплав ВТ6.

На рис. 2 представлен внешний вид колеса турбокомпрессора, полученный в результате газодинамического расчета, а также поля давлений в МПа и поля распределения температур в град. С, полученные в результате теплового расчета.

На первом этапе оптимизации в расчетной программе выполнен анализ прочности исходного изделия по методу конечных элементов от воздействия одной из нагрузок, а именно инерционных сил, вызванных вращением. Результаты анализа приведены на рис. 3. Максимальное эквивалентное напряжение достигает 532 МПа. Максимальное перемещение лопастей — 0,14 мм.

На втором этапе оптимизации с помощью подходов топологической оптимизации опреде-

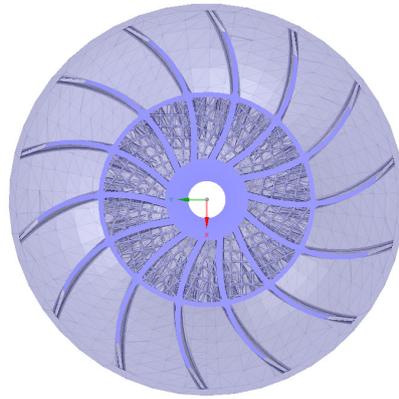
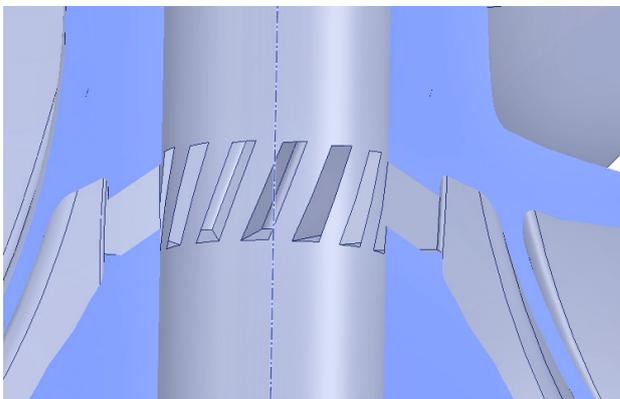
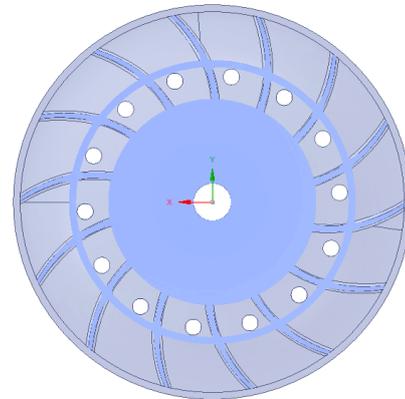


Рис. 5. Геометрия колеса после создания поддержки
Fig. 5. Wheel geometry after support creation



а)



б)

Рис. 6. Расположение отверстий для удаления остаточного материала
на втулке (а) и на нижней грани (б)

Fig. 6. Arrangement of holes for removal of residual material
on the insert (a) and on the lower edge (b)

Таблица 7. Сочетание прикладываемых нагрузок
Table 7. Combination of applied loads

Сочетание нагрузок		
Time 1	Time 2	Time 3
Давление газа	Давление газа, поле температур	Давление газа, поле температур, угловая скорость

лены зоны детали, которые в меньшей степени участвуют в восприятии нагрузок (см. рис. 4). В качестве целевой функции выбрана масса детали, ограничения по сохраняемому объему не менее 50%.

Из полученного результата топологической оптимизации можно сделать вывод о необходимости создания ребер жесткости при удалении области материала. Для решения данной задачи ребра жесткости созданы как продление лопаток до внутренней стенки втулки. Толщина сохраня-

емой оболочки колеса принята не менее 0,3 мм. Стоит отметить, что топологическая оптимизация является только вспомогательным инструментом при разработке модели. Полученная геометрия подвергается последующей доработке.

В технологическом процессе изготовления оптимизированного колеса при помощи аддитивных технологий необходимо создать поддержку для сохранения геометрии наружной оболочки толщиной не более 0,3 мм. При этом поддержка должна быть выполнена в виде цилиндриче-

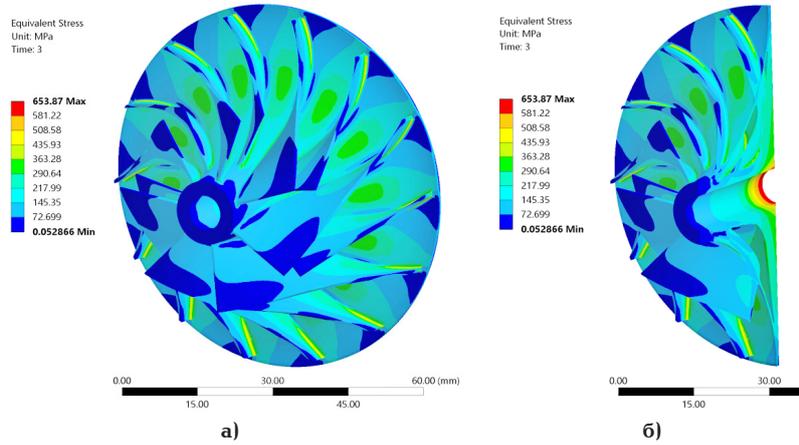


Рис. 7. Результаты расчета оптимизированного компрессора в МПа для сочетаний нагрузок Time 3: а) снаружи, б) внутри — во втулке
Fig. 7. The results of the optimized compressor calculation in MPa for combination of loads Time 3: a) from outside, b) from inside — in the insert

Таблица 8. Максимальные значения эквивалентных напряжений в МПа для рассматриваемых сочетаний нагрузок компрессора
Table 8. Maximum values of equivalent stresses in MPa for the considered combinations of compressor loads

Сочетание нагрузок		
Time 1	Time 2	Time 3
14,6	84,4	653

Таблица 9. Максимальные значения компонентов перемещений в мкм по абсолютной величине для рассматриваемых сочетаний нагрузок модификации компрессора
Table 9. Maximum values of displacement components in μm by absolute value for the considered combinations of loads of the compressor modification

Перемещение	Сочетание нагрузок		
	Time 1	Time 2	Time 3
Радиальное	0,5	44,9	103,9
Угловое	7,5	14,7	38,9
Осевое	6,4	32,0	106,5
Суммарное	9,9	54,0	150

ского массива для исключения разноса колеса. Структура создаваемой поддерживающей геометрии показана на рис. 5. Максимальная толщина поддержки не превышает 0,4 мм, длина не более 2,1 мм, процент заполнения свободной зоны не более 16%.

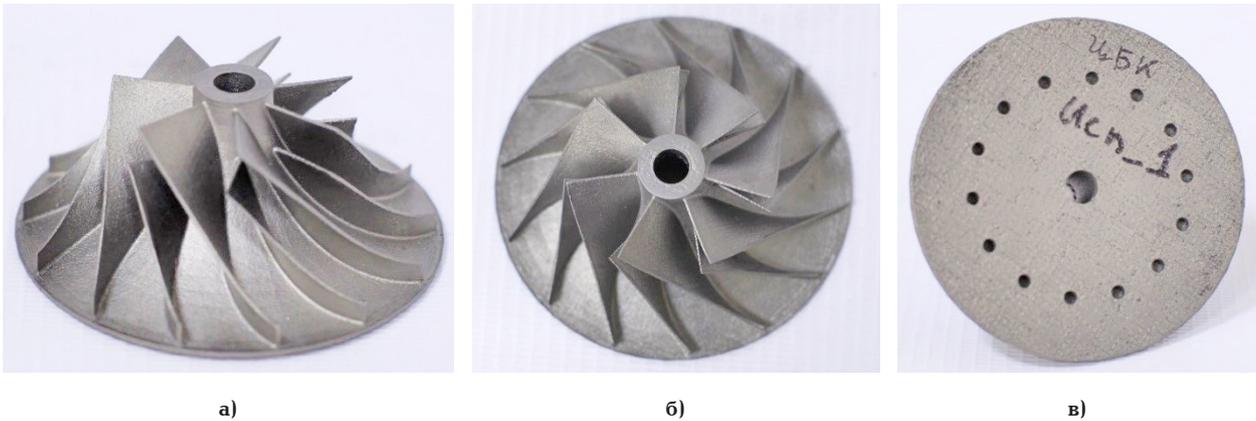
На следующем этапе в модели необходимо создать технологические отверстия для удаления остатков металлического порошка из внутренних замкнутых полостей после печати. Расположение отверстий на втулке и нижней грани колеса представлены на рис. 6.

На последнем этапе для получения параметров нагрузок производится расчет методом конечных элементов на прочность при сочетании

всех воздействий. В процессе работы на колесо компрессора действуют следующие виды нагрузок (см. табл. 7):

- давление газа;
- поле температур;
- угловая скорость (инерционная нагрузка, вызванная высокой скоростью вращения).

Максимальные напряжения возникают при полном сочетании нагрузок (сочетание Time 3) и составляют 653 МПа для рассматриваемого колеса компрессора (рис. 7). С учетом опасных напряжений, равных пределу текучести материала, коэффициенты запаса будут равны 1,5, тем самым условия прочности выполнены. Анализ совместного воздействия нагрузок, представлен-



а) б) в)

Рис. 8. Результат изготовления рабочего колеса турбокомпрессора:
а) вид сбоку, б) вид сверху, в) вид снизу
Fig. 8. The result of the turbocharger impeller manufacture
а) side view, б) top view, в) bottom view

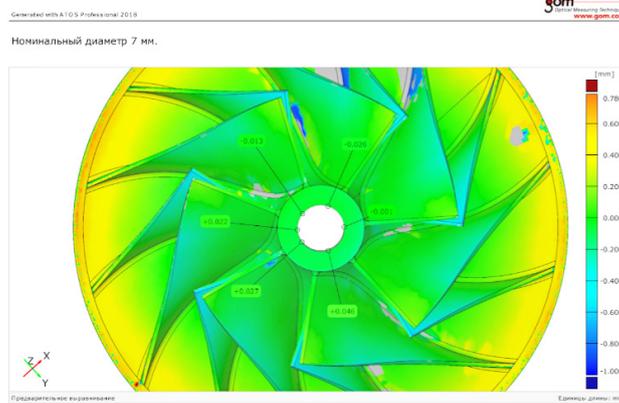


Рис. 9. Фото полей отклонения
сканированного колеса турбокомпрессора, вид сверху
Fig. 9. Top view of deviation fields
of the scanned turbocharger impeller

ных в табл. 8, показывает, что наибольший вклад в напряженное состояние дает инерционная нагрузка, вызванная высокой скоростью вращения центробежного колеса.

Компоненты перемещений при сочетании нагрузок Time 1, Time 2, Time 3 приведены в табл. 9. Необходимо отметить, что наличие полостей приводит к увеличению радиальных перемещений свыше 100 мкм, однако при этом происходит существенное уменьшение осевых и угловых перемещений.

После проектирования и оптимизации данное рабочее колесо центробежного компрессора было изготовлено для дальнейшего испытания. Результат изготовления колеса представлен на рис. 8.

Оценка отклонения от номинальных размеров детали проведена с помощью оптического 3D-сканирования. Обработка результатов скани-

рования в программном комплексе позволила построить поля отклонений фактических размеров по сравнению с исходными 3D-моделями (рис. 9) [11]. Измеренная шероховатость поверхности составила $Ra = 2,5$ мкм.

Анализ качества полученных 3D-печатью деталей позволяет сделать выводы, что геометрия и шероховатость поверхностей соответствуют чистовой механической обработке, требуется минимальная обработка высокоточных поверхностей. Область эффективного применения метода 3D-печати — это изготовление деталей единичного и мелкосерийного производства, с ограниченными геометрическими размерами.

Для изготовления центробежных колес компрессоров (см. рис. 10 и 11), учитывая небольшой размер и геометрию, целесообразно использовать метод 3D-печати с применением внутренних ребер. Толщина ребер и внешней стенки выби-

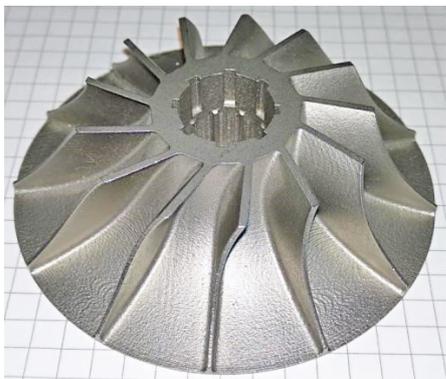


Рис. 10. Изготовленное на 3D-принтере рабочее колесо турбокомпрессора
Fig. 10. Impeller of turbocharger manufactured using the 3D-printer



Рис. 11. Разрез рабочее колесо турбокомпрессора с внутренними ребрами
Fig. 11. Sectional view of the turbocharger impeller with internal ribs

рается исходя из соображений технологичности и предотвращения потери устойчивости. Колеса турбокомпрессоров могут быть созданы из нержавеющей или жаростойкой стали, из титана или иного металла, пригодного для трехмерной печати [12].

Эффективное применение технологии 3D-печати подразумевает использование разработанных методами цифрового проектирования непосредственно 3D-моделей, минуя стадию разработки большого объема конструкторской документации по ЕСКД и технологической документации по ЕСТД, что может сократить сроки и стоимость разработки, изготовления и испытания изделий.

Для создания эффективных малорасходных турбокомпрессоров в сжатые сроки целесообразно выполнить следующие этапы: проектный расчет, предварительный расчет, построения 3D-модели, поэтапная топологическая оптимизация, верификация нагрузок в программном комплексе, проверка технологии изготовления методом 3D-печати, 3D-сканирование для подтверждения соответствия напечатанной детали заданным геометрическим свойствам, верификация детали на соответствие механическим свойствам по условиям прочности, долговечности, стойкости к внешним воздействиям.

Список источников

1. Kellner T. The FAA Cleared the First 3D Printed Part to Fly in a Commercial Jet Engine from GE. URL: <https://www.ge.com/reports/post/116402870270/the-faa-cleared-the-first-3d-printed-part-to-fly-2/> (дата обращения: 28.01.2020).
2. Davies S. Norsk Titanium to deliver 3D printed titanium parts for Boeing 787 Dreamliner. URL: <https://www.tctmagazine.com/3d-printing-news/norsk-titanium-deliver-3d-printed-titanium-parts-boeing/> (дата обращения: 20.02.2020).
3. The world's first 3D printed turbocharger // Turbo Dynamics. URL: <https://www.turbo-dynamics.co.uk/media/blog/3d-printed-turbocharger> (дата обращения: 28.01.2020).
4. Пат. 194523 Российская Федерация, МПК F 04 D 29/00. Центробежный компрессорный агрегат / Бураков

А. В., Кузнецов Л. Г., Кузнецов Ю. Л., Перминов А. С. № 2019112117; заявл. 22.04.19; опубл. 13.12.19, Бюл. № 35.

5. Сухомлинов И. Я., Головин М. В., Знаменщиков А. Ю. Холодильные центробежные компрессоры средней производительности // Холодильная техника. 2014. № 10. С. 28 – 38.

6. Баренбойм А. Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры. М.: Машиностроение, 1974. 224 с.

7. Бураков А. В., Перминов А. С., Галеркин Ю. Б. [и др.]. 3D печать для повышения эффективности малорасходных турбомашин // Деловой журнал Neftegaz.RU. 2020. № 3 (99). С. 64 – 70.

8. Vulf M. D., Rogov P. A., Belova O. V. [et al.]. The methodology for gas direct drive piston compressor under gas reservoir depletion constructive optimization // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, Issue 1. 030025. DOI: 10.1063/1.5122075.

9. Кузнецов Л. Г., Кузнецов Ю. Л., Бураков А. В., Кудла Н. А. Повышение эффективности роторных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 1. С. 101 – 110. DOI: 10.18721/JEST.25110.

10. Zhu J. H., Zhang W. H., Xia L. Topology optimization in aircraft and aerospace structures design // Archives of Computational Methods in Engineering. 2015. DOI: 10.1007/s11831-015-9151-2.

11. Киршина А. А., Киршин А. Ю., Побелянский А. В. Исследование влияния режимов печати на пористость поверхности образцов, изготовленных методом аддитивного производства // Восьмые Уткинские чтения: сб. тр. конф. СПб., 2019. С. 457 – 463. ISBN 978-5-907054-67-07.

12. Пат. 2688098 Российская Федерация, МПК В 33 Y 10/00, В 23 К 26/342, G 06 T 17/20, В 22 F 3/105. Способ лазерного послышного синтеза объемных изделий из порошков / Андрюшкин А. Ю., Афанасьев Е. О., Селищев П. А., Бируля М. А., Богомолов П. И., Левихин А. А., Побелянский А. В., Михайлов К. Н. № 2018129403; заявл. 10.08.18; опубл. 17.05.19, Бюл. № 14.

БУРАКОВ Александр Васильевич, начальник центрального конструкторского бюро, АО «Компрессор». SPIN-код: 8501-1234



AuthorID (РИНЦ): 994917

AuthorID (SCOPUS): 57210981312

Адрес для переписки: burakovs@mail.ru

ЛЕВИХИН Артем Алексеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова).
SPIN-код: 3891-7890; AuthorID (РИНЦ): 874433

Адрес для переписки: komdep@bstu.spb.su

ПОБЕЛЯНСКИЙ Антон Викторович, начальник центра аддитивных технологий и объёмного сканирования, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова.

SPIN-код: 4369-7020

AuthorID (РИНЦ): 958534

Адрес для переписки: pobelyanskiy@inbox.ru

ПЕРМИНОВ Александр Сергеевич, заместитель главного конструктора, ООО «Компрессор Газ».

Адрес для переписки:

perminov.compressor@gmail.com

Для цитирования

Бураков А. В., Левихин А. А., Побеянский А. В., Перминов А. С. Адаптация технологии 3D-печати и методов топологической оптимизации для создания малорасходных турбокомпрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. С. 72–84. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-72-84.

Статья поступила в редакцию 20.04.2020 г.

© А. В. Бураков, А. А. Левихин,

А. В. Побеянский, А. С. Перминов

ADAPTATION OF 3D PRINTING TECHNOLOGY AND TOPOLOGICAL OPTIMIZATION METHODS FOR CREATING LOW FLOW RATE TURBOCHARGERS

A. V. Burakov¹, A. A. Levikhin², A. V. Pobelyanskiy², A. S. Perminov³

¹JSC «Compressor»,
Russia, Saint Petersburg, Bolshoy Sampsonievsky Ave., 64, 194044
²Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov,
Russia, Saint Petersburg, 1st Krasnoarmeiskaya St., 1, 190005
³LLC «Compressor Gas»,
Russia, Saint Petersburg, Bolshoy Sampsonievsky Ave., 64, 194044

The article describes the vast experience of the Compressor holding company in creating compressor equipment for various industries. Existing methods for the development and manufacture of turbochargers are demonstrated using an example of a non-standard refrigeration compressor designed to operate on gaseous refrigerant R704. The data on the additive technologies mastered by leading foreign companies in the field of aviation and rocket science are analyzed for the manufacture of parts and assembly units using 3D printing with metal materials. The experience of applying topological optimization methods in aircraft and rocket science is considered. The conclusion is drawn on the applicability of topological optimization methods for creating turbocompressor elements together with 3D printing technology. A method is proposed for creating non-standard low-consumption turbochargers providing a reduction in material consumption and an increase in the strength of parts and assemblies, including the stages of design calculation, preliminary calculation, building a 3D model, phased topological optimization, verification of loads, verification of technology, manufacturing using 3D printing, 3D scanning to confirm compliance of the printed part specified geometric properties, verification of the part for compliance with mechanical properties.

Keywords: turbocharger, 3D printing, 3D scanning, load optimization, design calculation.

References

1. Kellner T. The FAA Cleared the First 3D Printed Part to Fly in a Commercial Jet Engine from GE. URL: <https://www.ge.com/reports/post/116402870270/the-faa-cleared-the-first-3d-printed-part-to-fly-2/> (accessed: 28.01.2020). (In Engl.).
2. Davies S. Norsk Titanium to deliver 3D printed titanium parts for Boeing 787 Dreamliner. URL: <https://www.tctmagazine.com/3d-printing-news/norsk-titanium-deliver-3d-printed-titanium-parts-boeing/> (accessed: 20.02.2020). (In Engl.).
3. The world's first 3D printed turbocharger // Turbo Dynamics. URL: <https://www.turbodynamics.co.uk/media/blog/3d-printed-turbocharger> (accessed: 28.01.2020). (In Engl.).
4. Patent 194523 Russian Federation, IPC F 04 D 29/00. Tsentrobezhnyy kompressornyy agregat [Centrifugal compressor unit] / Burakov A. V., Kuznetsov L. G., Kuznetsov Yu. L., Perminov A. S. No. 2019112117. (In Russ.).
5. Sukhomlinov I. Ya., Golovin M. V., Znamenshchikov A. Yu. Kholodil'nyye tsentrobezhnyye kompressory sredney proizvoditel'nosti [Refrigerating centrifugal compressors of medium capacity] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 2014. No. 10. P. 28–38. (In Russ.).
6. Barenboym A. B. Maloraskhodnyye freonovyie turbokopressory [Low-consumption freon turbochargers]. Moscow, 1974. 224 p. (In Russ.).
7. Burakov A. V., Perminov A. S., Galerkin Yu. B. [et al.]. 3D pechat' dlya povysheniya effektivnosti maloraskhodnykh turbomashin [3D printing for increasing the efficiency of low-consumption turbomachines] // Delovoy zhurnal Neftegaz. RU. *Business Magazine Neftegaz.RU*. 2020. No. 3 (99). P. 64–70. (In Russ.).
8. Vulf M. D., Rogov P. A., Belova O. V. [et al.]. The methodology for gas direct drive piston compressor under gas reservoir depletion constructive optimization // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, Issue 1. 030025. DOI: 10.1063/1.5122075. (In Engl.).
9. Kuznetsov L. G., Kuznetsov Yu. L., Burakov A. V., Kudla N. A. Povyseniye effektivnosti rotornykh kompressorov [Efficiency improvement of rotary compressors] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. *Estestvennyye i inzhenernyye nauki. Materials Science. Power Engineering*. 2019. Vol. 25, no. 1. P. 101–110. DOI: 10.18721/JEST.25110. (In Russ.).
10. Zhu J. H., Zhang W. H., Xia L. Topology optimization in aircraft and aerospace structures design // Archives of Computational Methods in Engineering. 2015. DOI: 10.1007/s11831-015-9151-2. (In Engl.).
11. Kirshina A. A., Kirshin A. Yu., Pobelyanskiy A. V. Issledovaniye vliyaniya rezhimov pechati na poristost' poverkhnosti obraztsov, izgotovlennykh metodom additivnogo proizvodstva [Investigation of the influence of printing modes on the porosity of the surface of samples manufactured by the additive production method] // Vos'myye Utkinskiye chteniya. *Vos'myye Utkinskiye Chteniya*. St. Petersburg, 2019. P. 457–463. ISBN 978-5-907054-67-07. (In Russ.).
12. Patent 2688098 Russian Federation, IPC B 33 Y 10/00, B 23 K 26/342, G 06 T 17/20, B 22 F 3/105. Sposob lazernogo posloynogo sinteza ob'yemnykh izdeliy iz poroshkov [The method of laser layer-by-layer synthesis of bulk products

from powders] / Andryushkin A. Yu., Afanasiyev E. O., Selishchev P. A., Birulya M. A., Bogomolov P. I., Levikhin A. A., Pobelyanskiy A. V., Mikhaylov K. N. No. 2018129403. (In Russ.).

BURAKOV Aleksandr Vasiliyevich, Head of Central Design Bureau, JSC «Compressor», Saint Petersburg. SPIN-code: 8501-1234

AuthorID (RSCI): 994917

AuthorID (SCOPUS): 57210981312

Address for correspondence: burakovs@mail.ru

LEVIKHIN Artem Alekseyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Engines and Power Plants of Aircraft Department, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov (BSTU «VOENMEH» named after D. F. Ustinov), Saint Petersburg.

SPIN-code: 3891-7890

AuthorID (RSCI): 874433

Address for correspondence: komdep@bstu.spb.su

POBELYANSKIY Anton Viktorovich, Head of Center for Additive Technologies and Volume

Scanning, BSTU «VOENMEH» named after D. F. Ustinov, Saint Petersburg.

SPIN-code: 4369-7020

AuthorID (RSCI): 958534

Address for correspondence:

pobelyanskiy@inbox.ru

PERMINOV Aleksander Sergeyeovich, Deputy Chief Designer, LLC «Compressor Gas», Saint Petersburg.

Address for correspondence:

perminov.compressor@gmail.com

For citations

Burakov A. V., Levikhin A. A., Pobelyanskiy A. V., Perminov A. S. Adaptation of 3D printing technology and topological optimization methods for creating low flow rate turbochargers // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 72–84. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-72-84.

Received April 20, 2020.

© A. V. Burakov, A. A. Levikhin,

A. V. Pobelyanskiy, A. S. Perminov