

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ КАЧЕСТВ РАБОЧИХ КОЛЕС ИЗ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРИАЛА АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ

INVESTIGATION OF STRENGTH PROPERTIES OF IMPELLERS MADE OF COMPOSITE MATERIAL FOR DIESEL ENGINES

**А.Н. Нетрусов
В.М. Фомин**, д.т.н.

Московский политехнический университет, Москва,
Россия, a.netrusov@mail.ru; mixalichDM@mail.ru

**A.N. Netrusov
V.M. Fomin**, DSc in Engineering

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
a.netrusov@mail.ru; mixalichDM@mail.ru

Целью работы является проведение сравнительного анализа прочностных качеств рабочих колес, изготовленных из композитного материала, с прочностными качествами рабочих колес, изготовленных из алюминиевого сплава. Основным методом данного исследования является метод конечных элементов. Для подготовки модели и обработки результатов исследования использован пре- и постпроцессор Femap. Расчеты выполнены при помощи линейного решателя NX Nastran. Расчеты проведены для двух типоразмеров колес (двух диаметров) и двух расчетных случаев (для максимальной рабочей угловой скорости и разрушающей).

В ходе работы получены напряженно-деформированные состояния рабочих колес. Распределение напряжений качественно идентично во всех расчетных вариантах. Перераспределение напряжений в рабочих колесах вследствие различной жесткости материалов отсутствует. Коэффициенты запасов прочности в результате замены материалов для 1-го и 2-го типоразмера снизились на 7,8 и 5 % соответственно (абсолютные значения – 1,06 и 1,16 соответственно). Напряженно-деформированные состояния, полученные при прочностном расчете, могут быть использованы для последующего изготовления рабочего колеса из анизотропного материала.

Проведенный расчет частот и форм свободных колебаний показал уменьшение значений частот свободных колебаний рабочих колес, изготовленных из композиционного материала, однако стоит отметить, что даже самые «низшие» частоты имеют значения приблизительно в два раза больше максимальных значений частот рабочего диапазона турбокомпрессора.

Результаты проведенного анализа указывают на перспективность замены материалов с целью повышения надежности. Прочностной расчет показал необходимость дополнительных экспериментальных исследований рабочих колес, изготовленных из композиционных материалов.

Ключевые слова: центробежный компрессор, турбокомпрессор, композитный материал, конечно-элементный анализ.

The purpose of the paper is to perform a comparative analysis of the strength properties of impellers made of a composite material with strength properties of impellers made of aluminum alloy. The main method of this study is the finite element method. Pre-and post-processor Femap was used to prepare the model and process the research results. The calculations were performed using a linear solver NX Nastran. Calculations are carried out for two wheel sizes (two diameters) and two calculated cases (for maximum working angular velocity and for destructive velocity).

During research stress-deformed states of impellers were obtained. Stress distribution is qualitatively identical in all design options. Redistribution of stresses in impellers due to different materials stiffness is absent. Strength factor as a result of replacement of materials for the 1st and 2nd sizes fell by 7.8 and 5 %, respectively (absolute values – 1.06 and 1.16 respectively). Stress-deformed states obtained during strength calculation can be used for the subsequent manufacture of an impeller made of an anisotropic material.

The calculation of frequencies and forms of free oscillations showed a decrease in the frequencies of free vibrations of impellers made of composite material, but it should be noted that even the «lowest» frequencies have approximately twice the maximum frequencies of the working range of the turbocharger.

The results of the analysis show the promise of replacing materials in order to improve reliability. Strength calculation showed the need for additional experimental studies of impellers made of composite materials.

Keywords: centrifugal compressor, turbocompressor, composite material, finite element analysis.

Введение

В настоящее время использование системы газотурбинного наддува в современных автотракторных дизелях стало практически повсеместной нормой. При всех известных преимуществах системы она не лишена ряда негативных качеств. Одной из проблем агрегатов наддува остается пониженная эксплуатационная надежность подшипникового узла, с которым связана значительная доля отказов в работе турбокомпрессора в целом. По этой причине в зависимости от конструктивных особенностей число отказов системы наддува от общего количества отказов двигателя составляет 8–26 % [1–5].

Другой немаловажной проблемой современных систем наддува является то, что двигатель, работающий совместно с такой системой, в отличие от безнаддувного варианта, как правило, имеет замедленный отклик на увеличение подачи топлива, что обуславливает такое негативное явление как «турбояма» (turbo-lag). Временная задержка в увеличении мощности двигателя в момент резкого увеличения подачи топлива возникает по причине инерционности системы наддува, которая и обуславливает несоответствие между необходимой мощностью дизеля и производительностью турбокомпрессора (ТК). После преодоления системой «турбоямы» возникает скачок мощности («турбоподхват»), характеризующийся ростом динамических нагрузок на детали двигателя. Отмеченные негативные особенности газотурбинного наддува ухудшают пусковые свойства двигателя, его приемистость, экономичность в широком диапазоне неустановившихся и переходных режимов работы.

Для минимизации эффекта «турбоямы» и уменьшения уровня рассогласования параметров двигателя и ТК изготовители используют ряд сложных технических решений: турбину с изменяемой геометрией лопаточного аппарата; системы твин-турбо и би-турбо, в которых установлены два последовательно или параллельно работающих ТК, схему комбинированного наддува, сочетающую в себе механический и газотурбинный наддувы и т.д.

Одним из наиболее простых решений по снижению негативного влияния «турбоямы» является уменьшение массы вращающихся деталей ротора ТК с целью снижения его момента инерции. Снижение массы ротора конструктивными мерами, например умень-

шением металлоемкости, ограничивается пределом прочности конструкции. В этих условиях выбор для рабочих колес ротора соответствующих материалов с уменьшенной плотностью становится единственно возможной альтернативой. Например, применяемое в ряде современных конструкций ТК металлокерамическое колесо турбины примерно на 20 % легче изготовленного из жаростойких сплавов и соответственно обладает меньшим моментом инерции.

Другим решением аналогичного типа является применение колеса компрессора, изготовленного из композитного материала (КМ). Безусловно, при этом предполагается, что конструкция подобного колеса должна быть не только работоспособной, но и достаточно технологичной в серийном производстве, иметь приемлемую стоимость и ресурс, сравнимый с ресурсом традиционного колеса из алюминиевого сплава. Предложенный вариант решения указанных выше проблем остается малоисследованным в отечественной практике конструирования серийных ТК.

Несмотря на большое количество предложенных конструкторских решений по разработке рабочих колес из КМ [6, 7] и широкого спектра КМ [8], в данный момент отсутствуют исследования прочностных качеств рабочих колес, выполненных из КМ, что является одним из факторов, сдерживающих практическую реализацию этих решений.

Исходя из вышесказанного, дальнейшее развитие исследований по поиску рациональных средств и методов повышения эксплуатационной надежности рабочих колес ТК, выполненных из КМ, является одним из актуальных направлений в области автотракторного двигателестроения.

Цель и задачи исследования

Цель работы состояла в оценке возможности замены рабочих колес компрессора ТК, выполненных из традиционного материала, на рабочие колеса, изготовленных из КМ. Исследовалась возможность использования в качестве конструкционного материала для колеса КМ типа «Карбул», созданного на основе современных отечественных технологий, на базе композиции резины и упрочняющей фазы, в качестве которой служил карбид кремния. В окончательном виде для повышения прочностных качеств заготовка подвергается последую-

шей карбонизации. Свойства данного КМ приведены ниже.

Для достижения этой цели ставились следующие задачи.

1. Проведение сравнительного анализа физико-механических свойств традиционных и композитных материалов.

2. Математическое моделирование процесса нагружения рабочих колес компрессора ТК и сравнительный анализ напряженно-деформируемого состояния (НДС) колес, выполненных из различных материалов.

3. Расчет частот и форм свободных колебаний рабочих колес из КМ с целью выявления отсутствия резонансных явлений в рабочем диапазоне частот вращения ротора компрессора.

Материалы и методы исследования

Для проведения исследования был использован метод математического моделирования в конечно-элементном комплексе Femap with NX Nastran.

Методика исследования предусматривает сравнительный анализ физико-механических свойств материалов, проведение прочностного расчета для двух типоразмеров рабочих колес с диаметром 80 и 130 мм для двух расчетных случаев, первый из которых определялся максимальной рабочей окружной скоростью 550 м/с, а второй – предельной (разрушающей) окружной скоростью 600 м/с, а также расчетно-аналитическое исследование частот и форм свободных колебаний для двух указанных выше типоразмеров рабочих колес.

Результаты исследования и обсуждения

Удельная прочность материалов, используемых при изготовлении рабочих колес, определяется соотношением:

$$D = \sigma_b / \rho,$$

где σ_b – предел прочности материала, а ρ – его плотность.

Для алюминиевого сплава АК-4 по ГОСТ 21488-97 $\sigma_{\text{вал}} = 355$ МПа, $\rho_{\text{ал}} = 2700$ кг/м³, а для КМ по данным производителя $\sigma_{\text{вкм}} = 200$ МПа, $\rho_{\text{км}} = 1700$ кг/м³. Видно, что относительное изменение удельной прочности для сравниваемых материалов практически отсутствует, действительно:

$$\Delta D = (D_{\text{ал}} - D_{\text{км}}) / D_{\text{ал}} = (0,131 - 0,118) / 0,131 = 0,099.$$

Однако изменяемость удельной жесткости материала рабочих колес, их массы и моментов инерции, которые рассчитывались в препроцессоре Femap с помощью трехмерной модели колеса, существенна.

В частности, относительное снижение удельной жесткости:

$$\Delta B = (B_{\text{ал}} - B_{\text{км}}) / B_{\text{ал}} = (26,66 - 7,06) / 26,66 = 0,73,$$

где $B = E/\rho$ – удельная жесткость, определяемая модулем упругости E , который для алюминиевого сплава и композиционного материала имеет значения $E_{\text{ал}} = 72000$ МПа, $E_{\text{км}} = 12000$ МПа.

Относительное снижение массы колес:

$$\Delta m = (m_{\text{ал}} - m_{\text{км}}) / m_{\text{ал}} = 40 \%,$$

где $m_{\text{ал}} = 0,494$ кг, $m_{\text{км}} = 0,299$ кг – массы колес, рассчитанные по их трехмерной модели.

Относительное снижение момента инерции колес относительно их оси вращения:

$$\Delta I_z = (I_{z\text{ал}} - I_{z\text{км}}) / I_{z\text{ал}} = 39 \%,$$

где $I_{z\text{ал}} = 0,000662$ кг · м², $I_{z\text{км}} = 0,000402$ кг · м² – моменты инерции колес.

По этим данным видно, что в силу практически одинаковой удельной прочности рассматриваемых материалов изготовление колес из КМ, скорее всего, не приведет к необходимости его конструктивных изменений с точки зрения требований к их прочности. Однако значительное снижение удельной жесткости КМ приведет к уменьшению и перестройке резонансных частот рабочего колеса, что может вызвать появление резонанса при рабочих частотах его вращения.

Прочностной расчет колес компрессора производился методом конечных элементов с применением линейного решателя Nastran с пре- и постпроцессором Femap. Для расчета были использованы тетраэдральные элементы. Конечно-элементная расчетная схема конструкции колеса была представлена в виде 156826 элементов с 36851 узлом. При выборе граничных условий закрепления дискретной модели рабочего колеса было принято, что узлы конечно-элементной сетки на оси вращения вала неподвижны. Они соединены с узлами рабочего колеса при помощи элементов, жесткость ко-

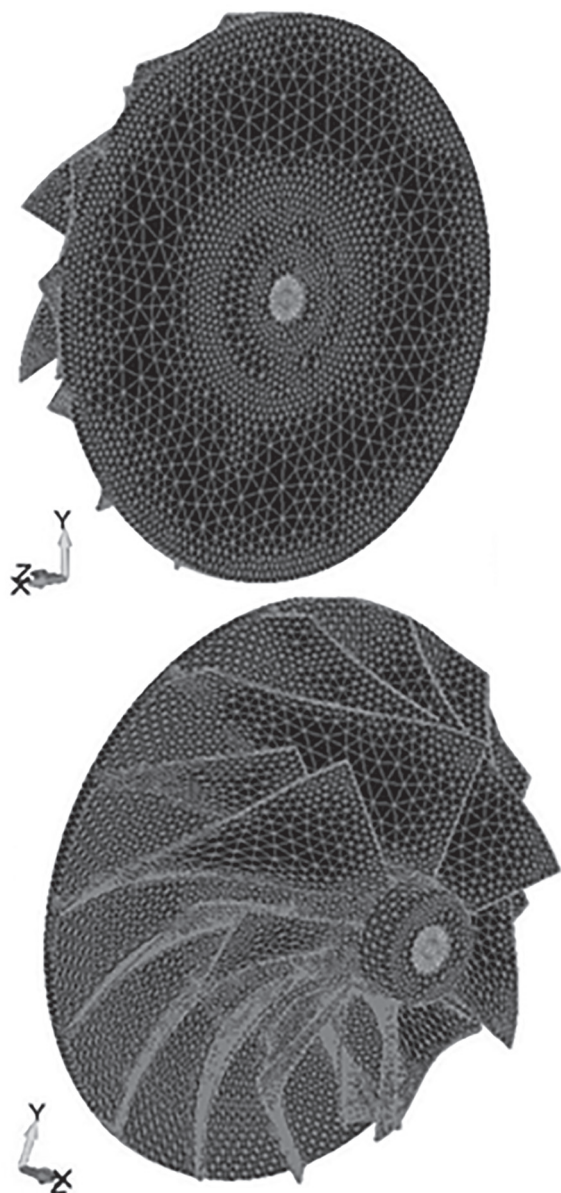


Рис. 1. Конечно-элементная схема рабочего колеса компрессора

торых на порядок ниже жесткости элементов колеса. Конечно-элементная модель и схема ее закрепления показаны на рисунке 1.

Параллельно с выполнением расчета оценивалась погрешность его результатов. Эта оценка производилась с помощью правила Рунге-Куты, основанного на сравнительном анализе данной модели с конечно-элементной моделью, имеющей в восемь раз меньше узлов. Установлено, что по эквивалентным напряжениям, возникающим в колесе, погрешность не превышает 5 %.

Цвето-графические схемы результатов расчета эквивалентных напряжений и обобщенных перемещений для первого расчетного случая (режим работы, соответствующий максимальной окружной скорости) представлены на рисунках 2 и 3 соответственно.

Для второго расчетного случая и для вариантов расчета колес из КМ цвето-графические схемы не приводятся, так как качественная картина распределения напряжений и обобщенных перемещений для всех указанных видов расчета аналогична первому расчетному случаю. Количественная оценка результатов прочностного расчета рабочих колес компрессора из традиционного материала и КМ для обоих расчетных случаев приведена в таблице 1.

По полученным графическим схемам напряженно-деформированного состояния рабочих колес установлено, что распределение напряжений качественно идентично во всех расчетных вариантах. Перераспределение напряжений в колесах вследствие различия в показателях жесткости материалов отсутствует. Для режима работы ТК, соответствующего максимальной окружной скорости колес, коэффициенты запасов прочности в результате замены материалов для 1-го и 2-го типоразмера снизились на 7,8 и 5 % соответственно (абсолютные значения – 1,06 и 1,16 соответственно).

Имея в виду существенные различия в указанных выше физико-механических свойствах

Таблица 1

Результаты прочностного расчета рабочих колес компрессора

Расчетные характеристики	1-й расчетный случай				2-й расчетный случай			
	1-й типоразмер		2-й типоразмер		1-й типоразмер		2-й типоразмер	
	АК-4	КМ	АК-4	КМ	АК-4	КМ	АК-4	КМ
Напряжение, МПа	310	188	293	172	369	224	347	205
Обобщенные перемещения, $\text{м} \cdot 10^{-3}$	0,115	0,419	0,204	0,746	0,137	0,499	0,243	0,887
Коэффициент запаса прочности	1,15	1,06	1,21	1,16	0,96	0,89	1,02	0,98

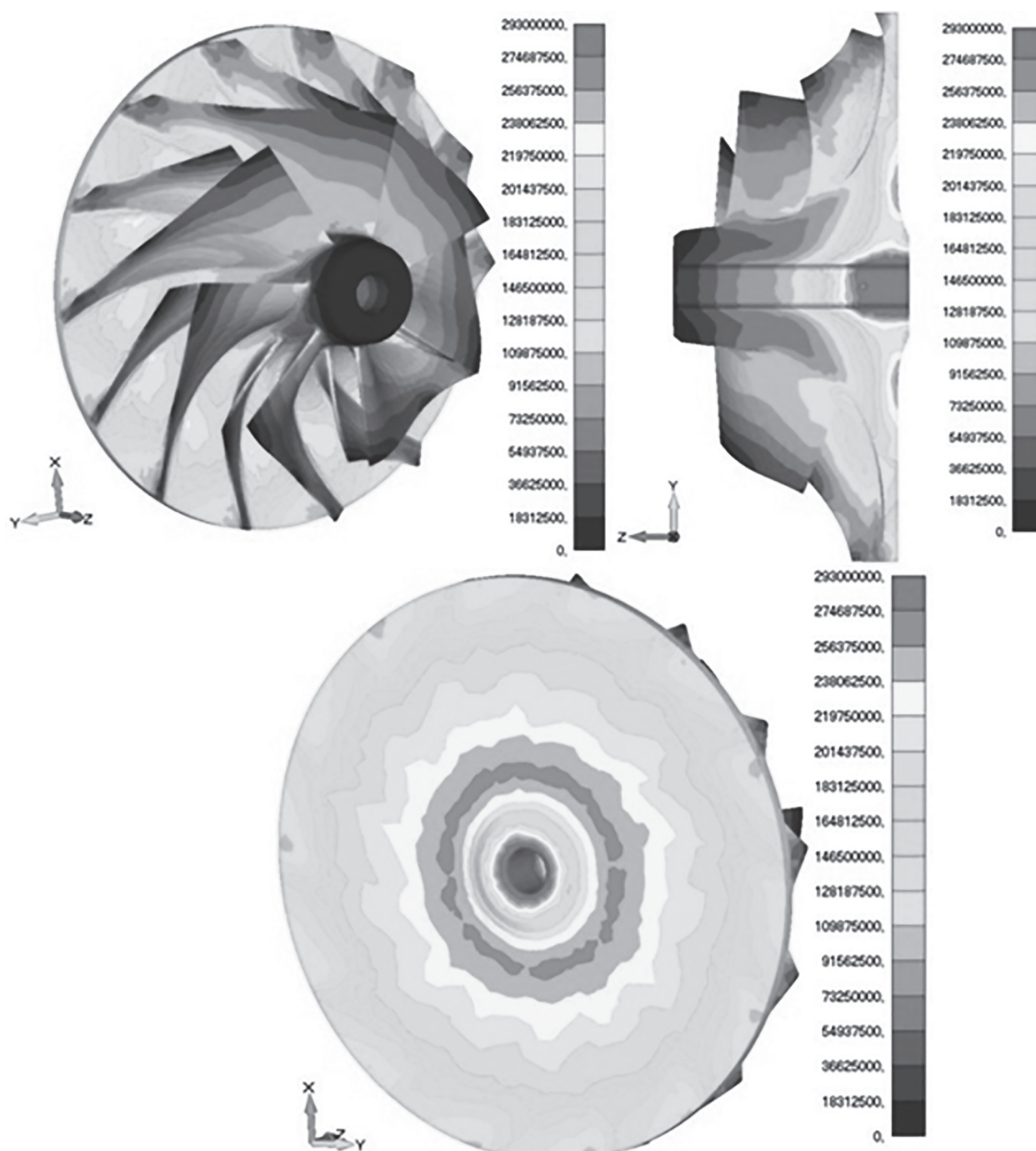


Рис. 2. НДС рабочего колеса компрессора второго типоразмера, изготовленного из традиционного материала, для режима, соответствующего максимальной рабочей скорости

традиционных и композитных материалов, важным вопросом при замене материала рабочего колеса ТК является выявление отсутствия резонансных явлений в рабочем диапазоне частот вращения ротора компрессора. Изучению данного вопроса посвящена заключительная часть исследования.

Расчет первых, наиболее интенсивных, частот и форм свободных колебаний рабочих колес выполнен в упрощенной постановке –

без учета зависимости частот от скорости вращения диска. Это упрощение обусловлено следующим фактом. Частоты вращающегося диска больше частот неподвижного диска, что «отдаляет» резонансные частоты колеса от рабочего диапазона частот вращения компрессора. Верификация значений собственных частот проводилась на подробной модели с числом узлов 1668071 и числом элементов 86661483. Как и в варианте прочностного ис-

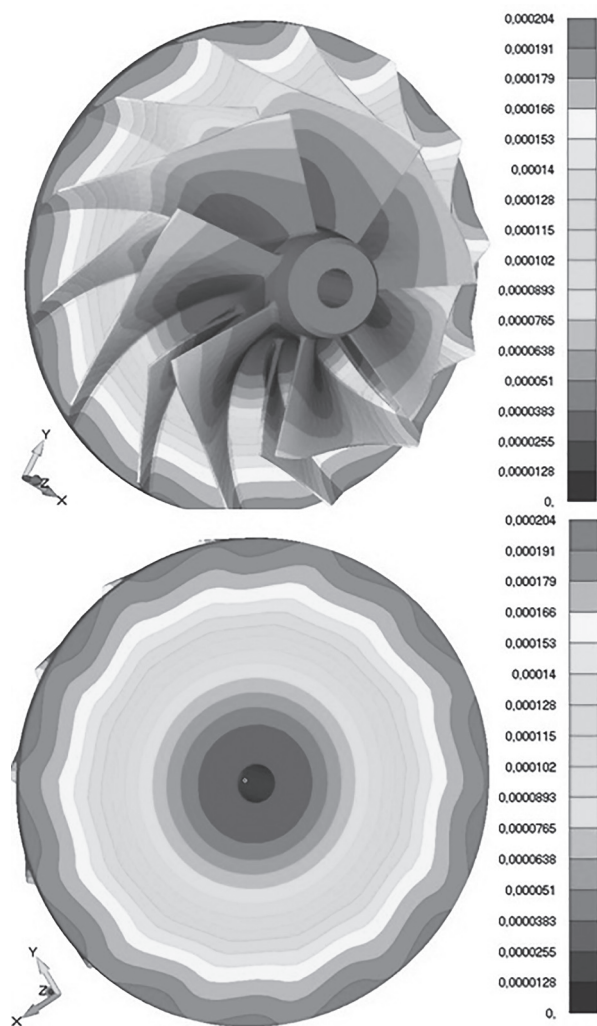


Рис. 3. Обобщенные перемещения рабочего колеса компрессора второго типоразмера, изготовленного из традиционного материала, для режима, соответствующего максимальной рабочей скорости

следования, расчеты были проведены для компрессорных колес ТК двух типоразмеров с диаметром 80 и 130 мм; в первом случае рабочая частота вращения ротора ТК, соответствующая предельной (разрушающей) окружной скорости вращения, достигала значения 2300 с^{-1} , во втором – 1300 с^{-1} . Данная проверка показала отсутствие отличий форм свободных колебаний расчетной и подробной моделей. Первые частоты и 4 формы свободных колебаний рабочих колес из традиционного материала показаны на рисунках 4–7.

Качественные картины свободных колебаний рабочих колес из КМ оказались идентич-

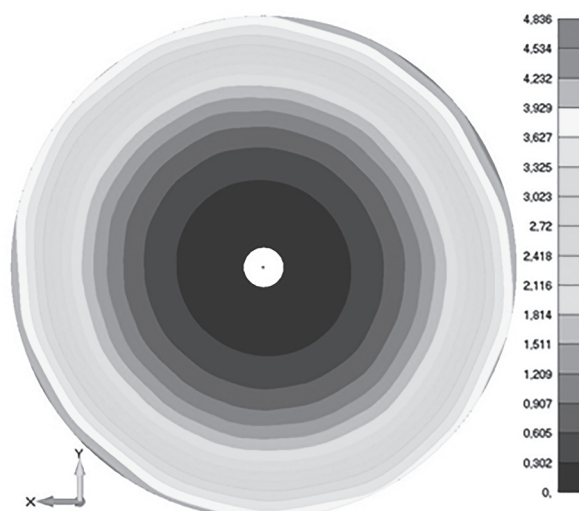


Рис. 5. Вторая форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 5285 Гц

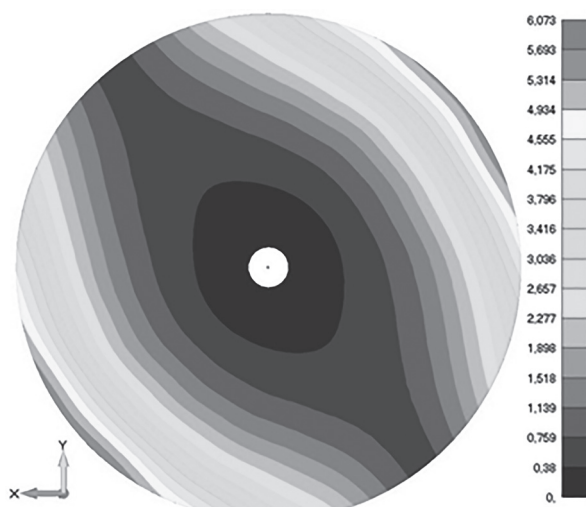


Рис. 4. Первая форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 4193 Гц

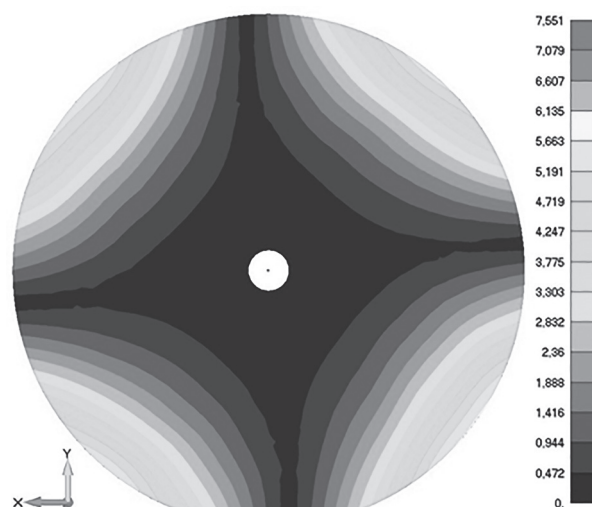


Рис. 6. Третья форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 5850 Гц

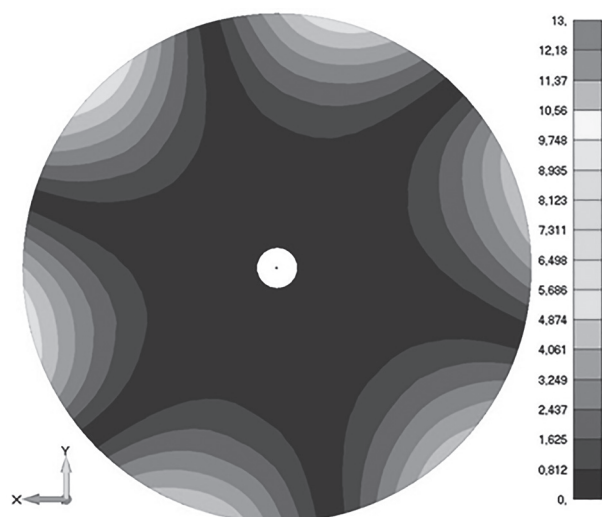


Рис. 7. Четвертая форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 6664 Гц

ными. Количественные результаты расчетов первых частот свободных колебаний рабочих колес, выполненных из традиционного и КМ, приведены в таблице 2. Здесь же приведены данные о числе узловых диаметров, характеризующих геометрическое место точек, перемещения которых равны нулю для частот свободных колебаний.

По результатам проведенных расчетов установлено некоторое уменьшение значений частот свободных колебаний рабочих колес, изготовленных из КМ, однако стоит отметить, что даже самые «низшие» частоты имеют значения приблизительно в два раза больше максимальных значений частот вращения рабочего диапазона турбокомпрессора. В связи с тем, что частоты свободных колебаний рабочих колес из исследованного композиционного материала находятся вне диапазона рабочих частот вращения ротора ТК, применение этого

материала вполне допустимо по условию исключения резонансных явлений.

В целом результаты проведенного конечно-элементного анализа указывают на перспективность замены материалов с целью снижения момента инерции ротора ТК и повышения надежности его подшипникового узла.

Заключение

Применение КМ при производстве центробежных компрессорных колес целесообразно по причине их низкой плотности, что позволяет снижать массу и окружной момент инерции колеса до 40 %. Негативные последствия из-за значительного снижения жесткости рабочего колеса, выполненного из КМ, отсутствуют. Прочностной расчет показал, что при замене традиционного материала колес на КМ снижение запаса прочности не превышает 5–7 %. При этом для режима работы с максимальной рабочей окружной скоростью 550 м/с для всех колес данный показатель остается большим единицы. Окончательная проверка полученных результатов расчета будет проведена позднее в ходе опытной апробации. Графические схемы НДС, полученные при прочностном расчете, позволяют выявить характер распределения напряжений и относительных перемещений, а также наиболее напряженные локальные зоны в конструкции колес, и могут быть использованы в дальнейшем при конструкторской проработке компрессорных колес из анизотропного материала.

Литература

1. Малаховецкий А.Ф. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путем снижения их теплонапряженности: дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2005. 141 с.

Таблица 2

Первые частоты свободных колебаний рабочих колес

Формы колебаний	Частота, Гц						Число узловых диаметров
	1-й типоразмер		2-й типоразмер				
	АК-4	КМ	АК-4		КМ		
			Расчетная модель	Подробная модель	Расчетная модель	Подробная модель	
1	8096	4242	4193	4027	2210	2110	1
2	9677	5070	5285	4856	2779	2544	0
3	9909	5191	5850	4907	3065	2571	2
4	10677	5594	6664	5122	3491	2684	3

2. Бурцев А.Ю., Плаксин А.М., Гриценко А.В. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизелей тракторов // АПК России. № 72/1, 2015. 152 с.
3. Свечников А.А. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизеля 10Д100 // Молодой ученый. 2015. № 22 (102). 981 с.
4. Гаффаров Г.Г., Калимулин Р.Ф., Коваленко С.Ю., Кулаков А.Т. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». Челябинск, 2015. 117 с.
5. Щербицкая Т.В. Повышение параметрической надежности работы турбокомпрессоров тепловозных дизелей в эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2002. 148 с.
6. Hommes Daniel J., Williams Carnell E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 5.08.2014. 8 p.
7. Allan W. Pankratz, Bogumil J. Matysek, Ralf A. Mendelson. Composite compressor wheel for turbochargers. United States Patent № US 4,850,802. Date of patent 25.07.1989. 8 p.
8. Campbell F.C. Structural composite materials. ASM International, 2010. 629 p.
- stress. Dissertation for Candidate of Technical Sciences (Ph.D.)]. Saratov, 2005. 141 p.
2. Burtsev A.Yu., Plaksin A.M., Gritsenko A.V. Increase of operational reliability of turbochargers of diesel engines of tractors. APK Rossii. Publ. No 72/1, 2015. 152 p.
3. Svechnikov A.A. Povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti turbokompressorov dizelya 10D100 [Increase of operational reliability of 10D100 diesel turbochargers]. Molodoy uchenyy Publ. 2015. No 22(102). 981 p.
4. Gaffarov G.G., Kalimulin R.F., Kovalenko S.Yu., Kulakov A.T. Increasing the reliability of turbochargers of automotive tractor engines by improving the lubrication of the bearing assembly. Vestnik YuUrGU. Seriya «Mashinostroenie». Chelyabinsk, 2015. 117 p.
5. Shcherbitskaya T.V. Povyshenie parametricheskoy nadezhnosti raboty turbokompressorov teplovoznykh dizeley v ekspluatatsii. Dis. kand. tekhn. nauk [Increase of parametrical reliability of work of turbochargers of diesel diesel engines in operation. Dissertation for Candidate of Technical Sciences (Ph.D.)]. Samara, 2002. 148 p.
6. Hommes Daniel J., Williams Carnell E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 5.08.2014. 8 p.
7. Allan W. Pankratz, Bogumil J. Matysek, Ralf A. Mendelson. Composite compressor wheel for turbochargers. United States Patent № US 4,850,802. Date of patent 25.07.1989. 8 p.
8. Campbell F.C. Structural composite materials. ASM International, 2010. 629 p.

References

1. Malakhovetskiy A.F. Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigateley putem snizheniya ikh teplonapryazhennosti. Dis. kand. tekhn. nauk [Increase of reliability of turbochargers of automotive tractor engines by reducing their heat