

ОПТИМИЗАЦИЯ АРМИРУЮЩЕГО СЛОЯ КОМПРЕССОРНОГО КОЛЕСА ИЗ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА ТУРБОКОМПРЕССОРА ДИЗЕЛЯ

OPTIMIZATION OF THE REINFORCING LAYER OF THE COMPRESSOR WHEEL FROM THE COMPOSITE MATERIAL OF THE DIESEL TURBOCHARGER

А.Н. НЕТРУСОВ

В.М. ФОМИН, д.т.н.

Московский политехнический университет, Москва, Россия, mixalichDM@mail.ru

A.N. NETRUSOV,

V.M. FOMIN, DSc in Engineering

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, mixalichDM@mail.ru

Целью данной работы является поиск оптимальной конфигурации варьируемых параметров армирующего слоя компрессорного колеса из композитного материала. Композитный материал, рассмотренный в данной работе, представляет собой углеродную матрицу, наполненную углеродным волокном. Варьируемыми параметрами являлись: доля волокна в композите, общая толщина армирующего слоя, доля волокна в композите ориентированная в окружном направлении диска. Целевая функция в данном исследовании – запас прочности, колеса. Оптимизация параметров проводилась методом Гаусса–Зейделя. На каждом шаге оптимизации решалась задача теории термоупругости анизотропных сред методом конечных элементов. В ходе исследования установлено, что максимальный запас прочности колеса 1,15 достигается при максимальной доле волокна в композите, толщине армирующего слоя 1,4 мм и доле волокна 0,581 ориентированного в окружном направлении. Деформации колеса с вышеприведенными параметрами остаются на допустимом уровне. По результатам расчетов установлено, что существует возможность повышения уровня технологичности изготовления рабочего колеса за счет перехода к армированию диска только в окружном направлении. При этом снижение общего запаса прочности составит менее 6 %. Исходя из результатов, полученных в ходе процесса оптимизации, следует, что в дальнейшем задачу оптимизации для компонентной базы, рассмотренной в работе можно проводить только относительно доли волокна, ориентированного в окружном направлении. В заключительной части работы также проведен анализ массово-инерционных характеристик рабочего колеса из композита с колесом, выполненным по традиционной технологии. Масса и момент инерции ротора в случае применения колеса из КМ будет снижен на 11 и 18 %, соответственно.

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

The purpose of this paper is to search for the optimal configuration of the variable parameters of the reinforcing layer of a compressor wheel made of a composite material. The composite material considered in this paper is a carbon matrix filled with carbon fiber. Variable parameters were the fiber fraction in the composite, the total thickness of the reinforcing layer, and the fiber fraction in the composite oriented in the circumferential direction of the disk. The objective function in this study is the safety factor of the wheel. The parameters were optimized by the Gauss-Seidel method. At each optimization step, the problem of the theory of thermoelasticity of anisotropic media was solved by the finite element method. In the course of the study it was found that the maximum safety factor of the wheel 1,15 is achieved with the maximum fiber fraction in the composite, the thickness of the reinforcing layer 1,4 mm and the fiber fraction 0,581 oriented in the circumferential direction. The deformations of the wheel with the above parameters remain at an acceptable level. According to the results of calculations it is established that it is possible to increase the level of manufacturability of the impeller production due to the transition to the reinforcement of the disk only in the circumferential direction. At the same time, the reduction of the general safety factor will be less than 6 %. Proceeding from the results obtained during the optimization process, it follows that in the future the optimization problem for the component base considered in the work can be carried out only with respect to the fiber fraction oriented in the circumferential direction. In the final part of the work, an analysis of the mass-inertial characteristics of a composite wheel with a wheel produced using traditional technology was made. The mass and moment of inertia of the rotor in the case of a wheel from composite material will be reduced by 11 % and 18 %, respectively.

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

Введение

В настоящее время основным требованием к большинству типов турбокомпрессоров (ТК) дизелей является совершенствование уровня эксплуатационных качеств – в первую очередь, повышение ресурсных характеристик и надежности [1, 2], а также снижение инерционности ротора ТК, повышение допустимой частоты вращения. Одним из решений в направлении достижения требуемых качеств является применение композиционных материалов (КМ) для элементов ротора ТК. Следует отметить, что в последнее время в зарубежной и отечественной исследовательской практике появился целый ряд работ по поиску подобного решения, в общем виде показывающих его потенциальные возможности [3–6].

Однако, несмотря на большое количество предложенных конструкторских решений по разработке рабочих колес (РК) из КМ и широкого спектра КМ [7, 8], на данный момент отсутствуют исследования по повышению прочностных качеств подобных колес, где ключевой проблемой является поиск оптимальной структуры армирования его матрицы, что является одним из факторов, сдерживающих практическую реализацию этих решений.

Таким образом, дальнейшее развитие исследований по поиску оптимального армирования рабочих колес ТК из КМ как определяющего фактора их эксплуатационной надежности, является одним из актуальных направлений в области создания высокоэффективных ТК для автотракторных двигателей.

Цель исследования

Цель исследования состоит в поиске оптимальной конфигурации армирования компрессорного колеса ТК, выполненного из ха-

отически армированного КМ с армирующим слоем из КМ в виде непрерывных волокон, для выявления максимума показателей прочностных качеств РК. Для достижения этой цели в работе ставились и решались следующие задачи:

постановка задачи оптимизации. Выбор и описание варьируемых параметров и целевых функций оптимизации, локализации интервалов допустимых значений варьируемых параметров;

- проведение оптимизации;
- анализ результатов.

Объектом исследования было выбрано компрессорное колесо ТК из КМ, описанное в работе А.Н. Нетрусова и В.М. Фомира [4] (см. рис. 1). Согласно стандартным требованиям на типоразмеры ТК, колесо имело внешний диаметр 130 мм.

Армирующий слой сформирован путем очередной укладки монослоев в соответствии с выбранной схемой ориентации друг относительно друга. Каждый монослой представляет собой однонаправленный композиционный материал с непрерывными волокнами. В данном исследовании было рассмотрено три варианта схемы укладки (ориентации) армирующего слоя в диске РК: $0/90^\circ$, $0/90^\circ/0/90^\circ$, $0/90^\circ/0$, где 0° совпадает с окружным направлением в диске.

Метод исследования

Исследование проводилось методом Гаусса-Зейделя (метод покоординатного спуска для отыскания экстремума целевой функции). Для каждой комбинации варьируемых параметров решалась задача линейной теории термоупругости анизотропных сред. Решение этой задачи реализовано методом конечных элементов в программном комплексе Femap.

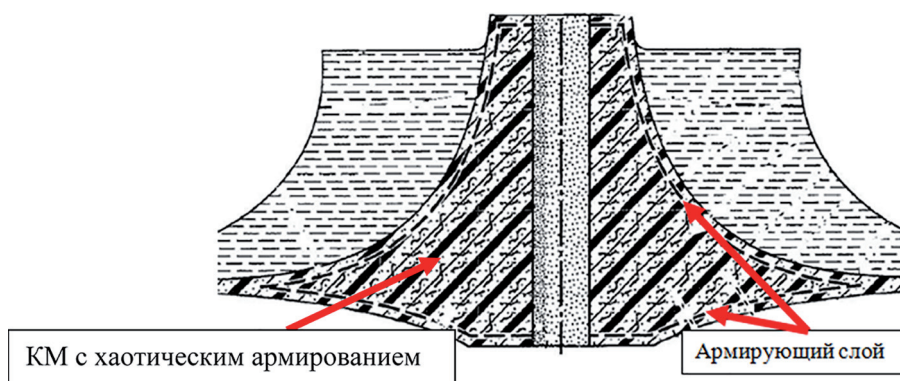


Рис. 1. Схема компрессорного колеса из композиционного материала с армирующим слоем из непрерывных волокон, объекта исследования

Все результаты расчета были получены для предельно максимальной частоты вращения ротора 1250 с^{-1} . Характер теплового воздействия на конструкцию РК принимался согласно результатам исследования в работе В.А. Луценко [2].

По итогам оптимизации проводился сравнительный анализ массово-инерционных характеристик РК оптимизированного варианта с РК, выполненным по традиционной технологии.

Результаты и обсуждения

В качестве матрицы КМ в данном исследовании принят материал типа «Карбул» [3]. В качестве упрочняющих волокон рассматривались высокомодульные углеродные волокна, которые имеют высокие физико-механические свойства, температурную устойчивость и низкую плотность. Свойства материалов матрицы и волокна приведены в табл. 1 и 2, соответственно. Последующий расчет обобщенных свойств исследуемого композита с использованием приведенных в таблицах свойств материалов его компонентов проведен согласно работе Д.М. Карпиноса [7].

Таблица 1

Свойства материала матрицы

Наименование свойства	Значение
Плотность ρ	1200
Модуль упругости E , ГПа	10
Предел прочности $[\sigma_m]$, МПа	110
Коэффициент Пуассона μ	0,25
Коэффициент линейного теплового расширения α , $10^{-6} \text{ град}^{-1}$	3

Таблица 2

Свойства материала армирующего волокна

Наименование свойства	Значение
Плотность ρ	1950
Модуль упругости E , ГПа	650
Предел прочности $[\sigma_f]$, МПа	4000
Коэффициент Пуассона μ	0,2
Коэффициент линейного теплового расширения α , $10^{-6} \text{ град}^{-1}$	-0,4

Решение задач оптимизации связано с анализом большого количества данных и результатов, что обуславливает высокую трудоемкость их выполнения. Отсюда следует необходимость уменьшения количества менее значимых варьируемых параметров и локализации интервалов допустимых значений варьируемых параметров. По результатам предварительного анализа для поиска оптимальной

конфигурации армирования компрессорного колеса ТК были приняты три варьируемых параметра, оказывающих доминирующее влияние на прочностные качества колеса.

Первым из них является доля V_f волокна армирующего слоя в составе КМ. Данная величина для однонаправленных композиционных материалов может иметь значения от $V_{f\min} = 0,4$ до $V_{f\max} = 0,8$.

Вторым варьируемым параметром является доля m толщины армирующего слоя, у которого волокно ориентировано в окружном направлении. Интервал варьирования данного параметра принимался на основании исследования [4] и имеет диапазон от $m_{\min} = 0,5$ до $m_{\max} = 1$.

Третьим варьируемым параметром является общая толщина t армирующего слоя. Для колеса выбранного стандартного типоразмера ТК стенка диска имеет минимальную толщину 3,3 мм. С учетом этого в процессе оптимизации был принят диапазон варьирования в пределах от $t_{\min} = 0,2$ мм до $t_{\max} = 1,4$ мм, т.к. толщина армирующего слоя должна быть сопоставима с толщиной внешнего слоя из основного материала, который будет покрывать армирующий слой и обеспечивать возможность формирования лопаточного венца на диске. В общем случае для других типоразмеров турбокомпрессоров данный диапазон варьирования может изменяться в зависимости от геометрической конфигурации РК.

С учетом целевой направленности исследования в качестве целевой функции принят запас прочности. Запас прочности РК для каждой комбинации варьируемых параметров равен:

$$n_0 = \min(n, n_{cm}),$$

где $n = [\sigma_m] / \sigma_{\text{экр}}$ – запас прочности по основному материалу РК; здесь $[\sigma_m]$ – предел прочности материала типа «Карбул» (см. табл. 1); $\sigma_{\text{экр}}$ – эквивалентные напряжения в основном материале, определяемые в соответствии с энергетической теорией прочности Губера – Мизеса-Генки [7].

Запас прочности армирующего слоя с непрерывными волокнами $n_{\text{ст}}$ оценивался в соответствии с критерием Мизеса – Хилла [7]. Критерий Мизеса – Хилла был принят ввиду его простоты использования, благодаря тому что минимальное значение запаса прочности по всем монослоям постпроцессор Femap определяет автоматически.

В ходе исследования проведена предварительная оценка зависимости запаса прочности РК от количества разбиения общей толщины армирующего слоя на монослои. Для этого проведены расчеты со следующими тремя схемами армирования РК: $0/90^0$, $0/90^0/0/90^0$, $0/90^0/0$, где 0^0 совпадает с окружным направлением в диске. Наибольшая относительная разница запасов прочности между второй и третьей схемой армирования, определенными в соответствии с критерием Мизеса – Хилла, составила 3 %.

На основании вышесказанного можно сделать вывод о том, что с точки зрения расчета нет значительного различия, из какого количества монослоев сформирован армирующий слой. Поэтому в ходе процедуры оптимизации можно рассматривать минимальное количество монослоев, равное 2.

Таким образом, условие оптимизации будет иметь следующий вид:

$$n_0(V_f, t, m) \rightarrow \max,$$

$$\text{где } V_{f \min} < V_f < V_{f \max}, \quad m_{\min} < m < m_{\max}, \\ t_{\min} < t < t_{\max}.$$

Для расчета были использованы тетраэдральные элементы и элементы типа *laminat*e. В качестве граничных условий было принято, что РК компрессора по поверхности отверстия под вал закреплено в окружном направлении. В осевом направлении – колесо неподвижно по поверхностям его ступицы. Конечно-элементная модель аналогична модели, представленной в работе А.Н. Нетрусова и В.М. Фомина [4].

Суммарное количество проведенных расчетов для различных комбинаций варьируемых параметров – 31. В ходе работы были написаны отдельные подпрограммы для выполнения некоторых операций, таких как создание пакета слоев, оценка свойств элементов и т.д. Это позволяет значительно сократить необходимое время для подготовки модели и проведения процедуры расчетного анализа.

Параллельно с выполнением расчетов оценивалась погрешность их результатов. Эта оценка производилась с помощью правила Рунге, основанного на сравнительном анализе данной модели с конечно-элементной моделью, имеющей в восемь раз меньше узлов. Установлено, что по напряжениям, возникающим в колесе, погрешность не превышает 10 %.

Анализ поведения целевой функции проведен в декартовой системе координат для каж-

дого из трех указанных выше варьируемых параметров путем поочередного «закрепления» двух из них.

Условие прекращения процесса оптимизации принято в следующем виде:

$$\max \left(\frac{|V_{f_{k+1}} - V_{f_k}|}{V_{f_k}}, \frac{|t_{k+1} - t_k|}{t_k}, \frac{|m_{k+1} - m_k|}{m_k} \right) \leq \varepsilon,$$

где ε – относительная погрешность определения варьируемых параметров; k – номер итерации.

Допустимая погрешность значений варьируемых параметров для соседних итераций в данном исследовании принята равной 0,05.

Расчеты по оценке поведения целевой функции (запас прочности) от варьируемых параметров проводились для каждой последовательно чередующейся стадии итерации. На четвертой итерации было выполнено принятое условие прекращения процесса оптимизации ($\varepsilon = 0,05$). В результате получен вектор оптимальных значений варьируемых параметров: доля волокна армирующего слоя $V_f = 0,8$, доля толщины армирующего слоя $m = 0,581$, общая толщина армирующего слоя $t = 1,4$ мм.

В ходе процесса оптимизации установлено, что максимальный общий запас прочности РК равен 1,14. Он ограничивается пределом прочности основного материала в зоне лопаточного венца. Это происходит из-за достижения армирующим слоем определенной жесткости (в большей степени в окружном направлении), при которой материал матрицы диска практически перестает воспринимать усилия от центробежной нагрузки. В этом случае начинает работать только армирующий слой. Наиболее напряженная зона отверстия разгружается, а самым уязвимым местом становится корневая часть лопатки (рис. 2).

При этом общий запас прочности для РК из КМ с армирующим слоем из непрерывных волокон остается на том же уровне, что и для традиционных алюминиевых РК. При этом применение для упрочняющего армирующего слоя углеродных высокомодульных волокон обуславливает возможность использовать в качестве матрицы РК более дешевый и легкий материал типа «Карбул».

Дополнительной мерой, направленной на повышение прочности колеса, может стать уменьшение толщины стенки диска, что позволит снизить его массу и воздействие цен-

требужных сил на армирующий слой и лопаточный венец. Данное мероприятие следует осуществлять после уточнения минимально необходимой толщины внешнего армирующего слоя.

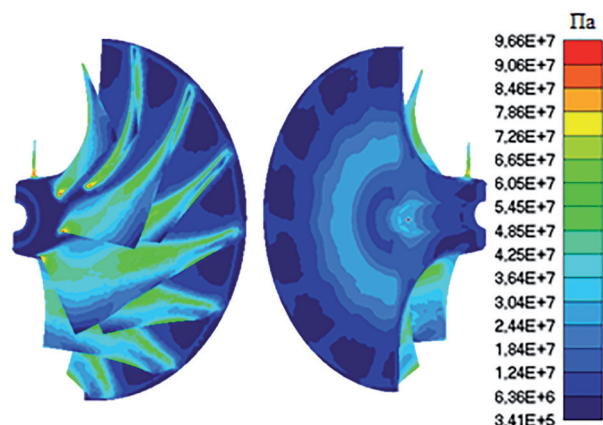


Рис. 2. Цветографическая схема обобщенных напряжений в РК компрессора, изготовленного из КМ, с дополнительным армирующим слоем при оптимальных значениях варьируемых параметров: $V_f = 0,8$; $m = 0,581$; $t = 1,4$ мм

На основании анализа данных можно заключить, что существует возможность повышения уровня технологичности изготовления РК за счет перехода к армированию только в окружном направлении, при котором снижение общего запаса прочности не превысит 6 %.

При этом для данной структуры армирования при снижении толщины армирующего слоя до $t = 0,8$ мм общий запас прочности колеса практически сохраняется, что указывает на возможность дополнительного снижения его массово-инерционных характеристик.

Следует отметить, что благодаря тому что для вышеописанной компонентной базы композита были установлены значения граничных параметров V_f и t , при которых целевая функция принимает максимальное значение, в будущем подобная оптимизационная задача может решаться только относительно параметра m , т.е. от доли монослоев в армирующем слое.

На последующем этапе исследования проводилась оценка деформируемости РК под действием температурного воздействия и центробежной нагрузки. Максимальные суммарные перемещения на диаметре отверстия РК составляют 5–12 мкм (см. рис. 3), что значительно меньше, чем у аналогичного алюминиевого колеса. Особенность распределения максимальных деформаций на диаметре от-

верстия заключается в том, что они смещены на некоторое расстояние по осевой координате от задней стенки РК вглубь диска. В зоне отверстия, на торце колеса, суммарные перемещения меньше в два раза, чем в зоне максимальных перемещений, которые локализованы у задней стенки РК. Это выгодно отличает данные РК от колес, выполненных по традиционной технологии из металлических материалов. Для конструкции РК с оптимизированным армирующим слоем отпадает необходимость традиционной установки втулки в отверстие колеса для обеспечения необходимых допусков на размеры сопряжения вала с колесом.

Перемещения на внешнем диаметре РК из КМ (140 мкм) не превышают максимально допустимое значение для алюминиевого аналога (350 мкм), что исключает необходимость в уменьшении внешнего диаметра для предотвращения контакта колеса с корпусом компрессора.

Стоит также отметить, что максимальные суммарные перемещения 523 мкм локализуются на кромках лопаток (см. рис. 3). Однако перемещения вдоль оси z в этой зоне имеют отрицательные значения, т.е. они не приведут к контакту РК с корпусом компрессора. Радиальные перемещения на кромках лопаток не превышают 270 мкм, что также меньше допустимых значений.

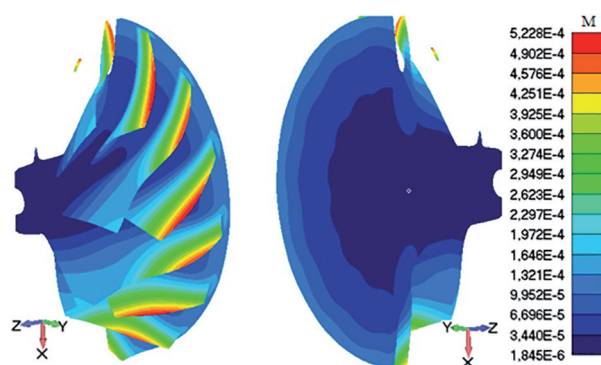


Рис. 3. Цветографическая схема суммарных перемещений РК компрессора, изготовленного из КМ, с дополнительным армирующим слоем при оптимальных значениях варьируемых параметров: $V_f = 0,8$; $m = 0,581$; $t = 1,4$ мм

На заключительном этапе исследования произведена оценка массово-инерционных характеристик оптимизированной конструкции РК из КМ. Масса составила 0,24 кг, а момент инерции $346 \cdot 10^{-6}$ кг·м². Для сравнения масса

и момент инерции аналогичного РК из алюминия равны 0,49 кг и $650 \cdot 10^{-6}$ кг·м², соответственно. Таким образом, применение КМ для колеса компрессора ТК позволяет снижать его массу и момент инерции почти в два раза: на 51 и 48 % соответственно. При этом общая масса и момент инерции всего ротора могут быть снижены на 11 и 18 %.

Здесь стоит отметить, что существует возможность дополнительного снижения массово-инерционных характеристик РК компрессора из КМ. Она заключается, как было обосновано выше, в уменьшении толщины стенки диска.

Заключение

Результаты выполненного исследования позволяют сформулировать следующие положения.

1. Максимальный запас прочности компрессорного РК из базового материала матрицы типа «Карбул» с упрочняющим армирующим слоем из КМ, наполненного непрерывным углеродным волокном, будет ограничиваться прочностными качествами базового материала в зоне лопаточного венца, он равен 1,14, что соответствует значению этого показателя для алюминиевых колес ТК.

2. Деформирование РК по внешнему и внутреннему диаметру не превышают уровень алюминиевого колеса. Установки втулки в отверстие РК для получения необходимых допусков на размеры сопряжения вал – колесо не требуется, также как и не требуется уменьшения внешнего диаметра для предотвращения контакта колеса с корпусом компрессора.

3. Снижение общей массы и момента инерции РК за счет применения КМ составит 51 и 48 %, а всего ротора в целом – 11 и 18 %, соответственно.

4. Существует возможность перехода на армирующие слои, в которых волокна ориентированы только в окружном направлении. Данное мероприятие не приведет к снижению прочности РК, однако, значительно упростит технологию его изготовления.

Данные положения обуславливают очевидную перспективу применения КМ с оптимизированной структурой армирования для компрессорных колес ТК, что связано с возможностью значимого снижения инерционности ротора при сохранении допустимых прочностных качеств. Следствием этого является совершенствование уровня эксплуатационных

качеств ТК (снижение инерционных нагрузок и повышение ресурса работы, улучшение приемистости на переходных режимах работы и др.).

Литература

1. Каминский В.Н. Каминский Р.В., Григоров И.Н., Терегулов Т.И., Сибиряков С.В. Расчет напряженно-деформируемого состояния колеса компрессора турбокомпрессора транспортного ДВС // Научград. 2016. № 4 (10). С. 46–51.
2. Луценко В.А. Формирование и обеспечение качества подшипникового узла турбокомпрессора высокофорсированного автомобильного дизеля на этапе проектирования и доводки: дис. ...канд. техн. наук. Набережные Челны, 2014. 121 с.
3. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Исследование прочностных качеств рабочих колес из композитного материала агрегатов наддува дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 21–28.
4. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Сравнительный анализ характеристик ротора турбокомпрессора из композиционных и традиционных материалов // Научград. 2017. № 2 (12). С. 66–73.
5. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Композиционные материалы для рабочих колес турбокомпрессоров автотракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 28–36.
6. Hommes D.J., Williams C.E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 05.08.2014. 8 p.
7. Карпинос Д.М. Композиционные материалы. Справочник. Киев: Наукова думка, 1975. 592 с.
8. Пятов И.С., Шибоев О.В., Бузинов В.Г., Макаров А.Р., Костюков А.В., Поседко В.Н., Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н. Углеродные материалы для деталей ГТД и ДВС, проблемы и перспективы // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4 (22). Т. 1. С. 55–60.

References

1. Kaminskiy V.N. Kaminskiy R.V., Grigorov I.N., Teregulov T.I., Sibiryakov S.V. Calculation of the stress-strain state of the compressor wheel of the turbocharger of the transport ICE. Naukograd. 2016. No 4 (10), pp. 46–51 (in Russ.).
2. Lushchenko V.A. Formirovaniye i obespecheniye kachestva podshpinnikovogo uzla turbokompressora vysokoforsirovannogo avtomobil'nogo dizelya na etape proektirovaniya i dovodki: dis. ...kand. tekhn. nauk [Formation and quality assurance of the turbocharger bearing assembly of a highly-engineered diesel engine at the design and operational stage]. Naberezhnye Chelny, 2014. 121 p.

3. Netrusov A.N., Fomin V.M. Investigation of the strength properties of impellers made of composite material of diesel engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 2, pp. 21–28 (in Russ.).
4. Netrusov A.N., Fomin V.M. Comparative analysis of turbocharger rotor characteristics from composite and traditional materials. *Naukograd*. 2017. No 2 (12), pp. 66–73 (in Russ.).
5. Netrusov A.N., Fomin V.M. Composite materials for impellers of turbochargers of automotive and tractor engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 8, pp. 28–36 (in Russ.).
6. Hommes D.J., Williams C.E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent No US 8,794,914. Date of patent 05.08.2014. 8 p.
7. Karpinos D.M. *Kompozitsionnye materialy. Spravochnik* [Composite materials. Directory]. Kiev: Naukova dumka Publ., 1975. 592 p.
8. Pyatov I.S., Shiboev O.V., Buzinov V.G., Makarov A.R., Kostyukov A.V., Posedko V.N., Finkel'berg L.A., Kostyuchenkov A.N. Carbon materials for GTE and ICE parts, problems and prospects. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. No 4 (22). Vol. 1, pp. 55–60 (in Russ.).