

Определение теплового состояния элементов турбокомпрессора поршневого двигателя

Е.А. Задорожная¹, В.С. Худяков¹, С.В. Сибиряков², Е.Д. Напримерова¹

¹ Южно-Уральский государственный университет

² АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ»

Determination of the Thermal State of the Elements of a Piston Engine Turbocharger

E.A. Zadorozhnaya¹, V.S. Hudyakov¹, S.V. Sibiryakov², E.D. Naprimerova¹

¹ South Ural State University

² JSC "Turbocomplekt"

Форсирование современных поршневых двигателей предусматривает увеличение нагрузки на все его элементы и сопутствующие агрегаты. Турбокомпрессор является одним из самых распространенных агрегатов, обеспечивающих форсирование поршневого двигателя. Увеличение частоты вращения ротора приводит к росту тепловой нагруженности элементов турбокомпрессора. В связи с этим своевременная оценка теплового состояния компонентов трибосопряжения, распределение температуры по валу, корпусу и другим элементам турбокомпрессора является актуальной задачей. Разработан алгоритм расчета теплообмена между элементами турбокомпрессора. Выполнена оценка теплонагруженности радиальных многослойных подшипников скольжения гибкого асимметричного ротора. Моделирование проведено в программном комплексе ANSYS Fluent. Приведены результаты расчета: распределение тепловых полей в корпусе турбокомпрессора и температуры в зоне подшипников скольжения турбины и компрессора. Получены зависимости температур в зоне подшипника от частоты вращения ротора. Верификация результатов расчета выполнена путем сравнения полученных температур в подшипниках скольжения с данными, приведенными в публикациях других авторов. Значения температур во внешнем и внутреннем слоях подшипника являлись исходными данными для расчета динамических свойств ротора турбокомпрессора с учетом тепловых деформаций элементов трибосопряжения. Результаты исследований будут использованы для оценки устойчивости движения ротора, безотказной работы подшипникового узла, а также надежности и долговечности турбокомпрессора в целом.

Ключевые слова: ротор турбокомпрессора, теплопередача в корпусе подшипников, расчет гидродинамических характеристик, подшипники скольжения

The power boost of heat engines is conditioned by the increase in the load on all its elements and related units. The turbocharger is one of the most common units that provide the power boost of a heat engine. The reliability of the turbocharger and its tribo-conjugations guarantees the stable operation of not only it, but also the machine as a whole. An increase in the rotor speed leads to an increase in the thermal loading of the turbocharger elements. In this regard, timely assessment of the thermal state of the tribo-conjugation components, temperature distribution over the shaft, housing and other elements of the turbocharger is an urgent task. An algorithm for calculating heat transfer between the elements of a turbocharger has been developed, and an assessment of the heat load of radial multilayer plain bearings of a flexible asymmetric rotor has been made. The simulation was carried out in

the ANSYS Fluent software package. The experimental data of the manufacturing plant were used as boundary conditions. The results of the calculation are given: the distribution of thermal fields in the turbocharger housing and the temperature in the area of the turbine and compressor plain bearings. Dependences of temperatures in the bearing area on the rotor speed are obtained. The calculation results were verified by comparing the temperatures in the turbine and compressor plain bearings with the data given in the publications of other authors. The temperature values in the outer and inner layers of the bearing were the initial data for calculating the dynamics of the turbocharger rotor, taking into account the thermal deformations of the tribo-conjugation elements. The results of the research will be used to assess the stability of the movement of the rotor, the failure-free operation of the bearing assembly, as well as the reliability and durability of the turbocharger as a whole.

Keywords: turbocharger rotor, heat transfer in the bearing housing, calculation of hydrodynamic characteristics, plain bearings

Ужесточение законодательства в области экологии и растущие требования потребителей задают высокую планку качества современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (далее ДВС). Большая часть исследований направлена на улучшение характеристик ДВС: повышение топливной экономичности, уменьшение количества выбросов вредных веществ, снижение габаритных размеров и массы. Перечисленные факторы можно реализовать применением турбокомпрессора (ТК).

Турбокомпрессор является незаменимым элементом современного ДВС, позволяющим улучшать его эксплуатационные характеристики. О перспективности использования турбонаддува свидетельствует рост мирового рынка ТК: в 2019 г. он составлял 16,13 млрд долл., а в 2027 г., согласно прогнозам экспертов, достигнет 24,23 млрд долл. [1]. Турбонагнетатели не требуют дополнительного источника энергии, кроме отработавших газов, и нашли применение в широком диапазоне промышленного сектора.

Условия эксплуатации ТК неразрывно связаны с высокими значениями давления, температуры отработавших газов (в среднем 800...1000 °С в зависимости от типа ДВС), частоты вращения ротора и переменными динамическими нагрузками, действующими на него [2]. Исходя из этого, элементы ТК подвергаются большим механическим и термическим нагрузкам, что оказывает существенное влияние на их работу.

Согласно статистическим данным одного из лидеров рынка ТК — компании Garrett — Advancing Motion, более 90 % отказов ТК связаны с масляным голоданием, загрязнением смазочного материала и повреждением поверхностей посторонними объектами. Менее 1 % отказов

турбин приходится на заводские дефекты, а остальное — на неправильные условия эксплуатации [3].

Анализ основных причин неисправностей турбонагнетателей показывает, что эффективность работы масляной системы и зависящих от нее опорных узлов определяют надежность ТК. В качестве опорных узлов ТК выступают гидродинамические подшипники скольжения (далее подшипники), воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

Эксплуатационные характеристики подшипников зависят от многих параметров, в том числе от качества смазочного материала и температурных условий. Чрезмерные температуры смазочного материала в узле подшипника способствуют ускоренному окислению масла, ухудшению его смазывающих свойств [4] и образованию коксовых отложений. Коксовые отложения могут засорять зазоры подшипников и гидрролинии масляной системы [5], что приводит к перебоям подачи смазочного материала, а в худшем случае к масляному голоданию.

Следует иметь в виду, что эти отложения могут перемещаться в виде частиц по системе смазки. Когда их концентрация превышает определенное значение, частицы превращаются в эффективный абразив, который ведет к повреждению поверхностей трения и нарушению зазоров [2].

Перечисленные факторы могут стать причиной отказа ротора из-за заклинивания. Высокая температура снижает вязкость моторного масла, вследствие чего происходит увеличение амплитуды колебаний ротора. В результате лопатки рабочих колес контактируют с корпусом, что приводит к повреждению и неисправности ротора. Основные виды неисправностей ТК приведены на рис. 1.

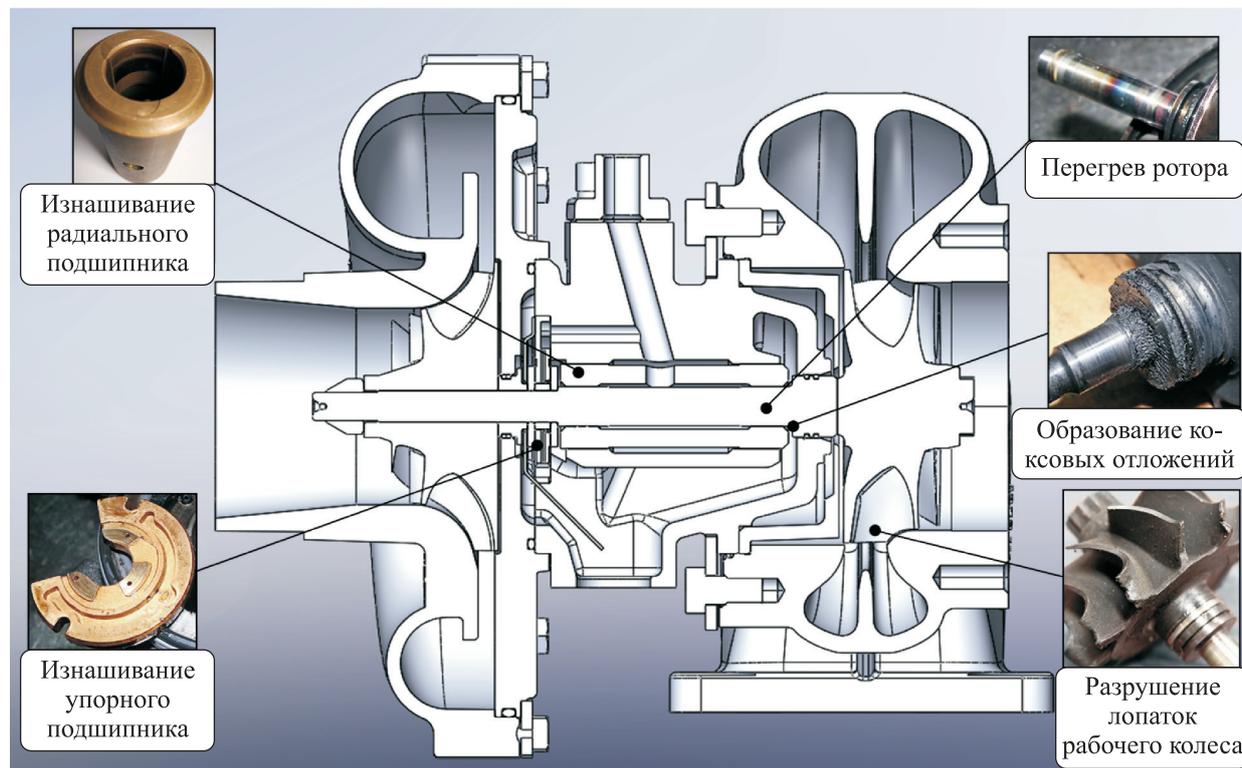


Рис. 1. Основные виды неисправностей ТК

Многие работы в области динамики ротора посвящены эффекту Мортон [6–8]. Несимметричный нагрев в окружном направлении вызывает термический изгиб ротора, увеличивая его изначальный дисбаланс. Это приводит к увеличению синхронных вибраций ротора, которые могут стать опасными. Данное явление сложно распознать на практике, так как сложно замерить распределение температуры по поверхности вала. Доказать, что именно это явление служит причиной повышенных вибраций, еще сложнее.

В некоторых исследованиях особое внимание уделено горячим остановкам ДВС, которые негативно сказываются на ресурсе ТК [2, 9, 10]. При резком выключении ДВС насос прекращает подачу смазочного материала, а детали ТК не успевают охладиться. Вследствие чего возникает сухое трение между втулкой и ротором и изнашиваются уплотнения, что приводит к утечкам смазочного материала во впускную систему ДВС. Для решения проблемы горячих остановок применяют турботаймер и гидроаккумулятор [11].

Анализ основных неисправностей показал, что подшипники должны работать в широком диапазоне частот и выдерживать высокие тепловые нагрузки. Основная проблема заключа-

ется в определении температур в смазочном слое подшипника. Эксперименты являются дорогостоящими и не всегда возможными из-за конструктивных или иных особенностей, а моделирование теплопередачи в корпусе ТК — трудной задачей.

Необходимо учитывать физические и механические свойства материалов всех деталей ТК, а также рассчитывать многочисленные виды тепловых потоков, возникающих в его сложной геометрии. В работе [12] предложена следующая классификация тепловых потоков, существующих в ТК:

- теплопередача от турбины к компрессору;
- теплопередача от турбины в масло и охлаждающую жидкость (если ТК охлаждаемый);
- теплопередача от турбины во внешнюю среду;
- теплопередача от компрессора во внешнюю среду;
- теплопередача между компрессором и маслом;
- теплопередача между ТК и ДВС.

Значительное количество тепловых потоков существенно усложняет задачу расчета. Несмотря на это, многие исследователи пытаются добиться адекватных результатов вычисления температуры в разных зонах ТК [4, 12–15].

В работе [16] приведена трехмерная модель теплопередачи для расчета внутренней температуры в центральном корпусе подшипника. С помощью этой модели можно предсказывать неблагоприятные температурные условия эксплуатации подшипников и их гидромеханические характеристики. Модель верифицировали с помощью эксперимента. Недостатками такой модели являются упрощенная геометрическая форма корпуса ТК и малое количество элементов, которые задействованы в теплопередаче (три элемента, включая смазочный слой).

В статье [17] предложена вычислительная модель ТК в трехмерной постановке в отношении газодинамического, теплового, напряженно-деформированного состояний, а также распределения масла, позволяющая исследовать характеристики ТК. Приведены данные теоретических и экспериментальных исследований теплового и деформированного состояний подшипникового узла ТК. Установлено, что из-за тепловых деформаций зазоры в подшипниках могут увеличиваться до 13 мкм. Результаты расчета теплового состояния ТК свидетельствуют о неравномерном нагреве вала ротора и корпуса подшипников.

В работе [18] исследована оптимизация формы проточек ротора. Оптимальная форма проточки позволила снизить температуру в исследуемой зоне, а также значительно уменьшить массоинерционные параметры. Благодаря чему повышается долговечность подшипникового узла, и улучшаются рабочие характеристики ТК.

В статье [6] приведены результаты экспериментальных исследований жесткого и гибкого роторов, подверженных эффектам теплового дисбаланса. Во всех тестах выявлен значительный перепад температур на цапфе, который оказывает влияние на упругость ротора. Такой тепловой дисбаланс влияет на амплитуду синхронных колебаний.

Работа [19] посвящена экспериментальному исследованию при различных условиях теплопередачи в ТК. Анализ полученных результатов показал, что внутренняя теплопередача к корпусу подшипников от турбины более значительна, чем внешняя теплопередача к корпусу подшипников от компрессора. На тепловые потоки от турбины влияли температура газа на входе в ее корпус, температура масла, тепловой поток охлаждающей жидкости и воздушный поток вокруг корпуса [20].

В статье [21] приведены результаты термогидродинамического расчетного анализа, который моделирует перенос тепловой энергии в (полу) плавающей кольцевой подшипниковой системе и предсказывает поля давлений и температуры во внутренней и внешней пленках, радиальные температуры кольца, а также расчетным путем определяет рабочие зазоры в пленке и эксцентриситеты шейки и кольца и т. д. Расчетный алгоритм, созданный для предсказания неблагоприятных условий эксплуатации подшипника, должен пройти верификацию в комплексной экспериментальной программе.

В работе [22] дан подробный обзор, посвященный решению проблемы теплопередачи ТК с помощью передовых исследований. Особое внимание уделено современным тенденциям решения этой проблемы, на которые следует сделать акцент в ближайшие годы.

На основании изложенного можно заключить, что моделирование тепловых потоков в корпусе ТК является актуальной и нерешенной задачей.

Цель статьи — разработать методику и алгоритм расчета теплопередачи в корпусе подшипников ТК, чтобы оценить влияние теплового состояния радиального подшипника ТК на его рабочие характеристики и динамические свойства ротора. Анализ теплового состояния позволит повысить параметры долговечности и надежности подшипникового узла ротора и ТК в целом.

Методика моделирования. Объектом исследования являлся ТК производства АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ» (рис. 2). Диаметр рабочего колеса

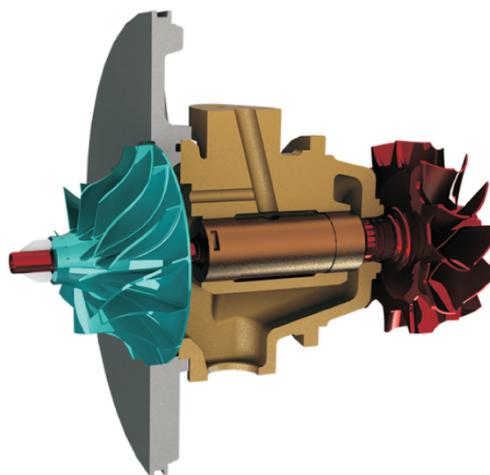


Рис. 2. Модель ТК производства АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ»

турбины составляет 98,5 мм, диаметр рабочего колеса компрессора — 102 мм, диаметр цапфы ротора — 14 мм, внутренний диаметральный зазор — 30 мкм, внешний диаметральный зазор — 60 мкм, рабочая частота вращения ротора — 95 000 мин⁻¹.

Расчет газодинамических процессов. Первым этапом любого численного моделирования является создание сеточной модели. Реализация качественной сеточной модели служит камнем преткновения в решении многих задач со сложной геометрией. Для рабочих колес ТК создали две сеточные модели, состоящие из элементов тетраэдрической формы.

Эти модели обладали большим количеством элементов, поэтому тетраэдрическую сетку конвертировали в полиэдрическую, что позволило уменьшить количество ячеек и значительно сократить время расчета. Среднее значение ортогональности составляло 0,74...0,76. Ячейки с критерием качества ниже рекомендуемого (0,01) отсутствовали. Сеточные модели рабочих колес турбины и компрессора с ячейками тет-

раэдрической и полиэдрической форм приведены на рис. 3.

Расчет газодинамики рабочих колес ТК проводили в программном комплексе ANSYS Fluent. В качестве граничных условий использовали экспериментальные данные, полученные на стенде [23]. Диапазон частоты вращения ротора варьировали в диапазоне 48 000...95 000 мин⁻¹. Граничные условия приведены в табл. 1.

Независимо от вида топлива большую долю отработавших газов составляет азот (74...78 %) [24]. В качестве рабочего вещества турбины выбрали отработавшие газы при давлении (101 325 Па), имевшие следующий химический состав, масс. %: N₂ — 76, CO₂ — 13, H₂O — 11 [25]. Рабочим веществом компрессора является сухой воздух при давлении 101 325 Па. [25].

Теплофизические свойства отработавших газов и сухого воздуха приведены в табл. 2, где ρ — плотность; c_p — теплоемкость при постоянном давлении; λ — теплопроводность; μ — динамическая вязкость.

При расчете использовали уравнение энергии для описания переменного температурного поля

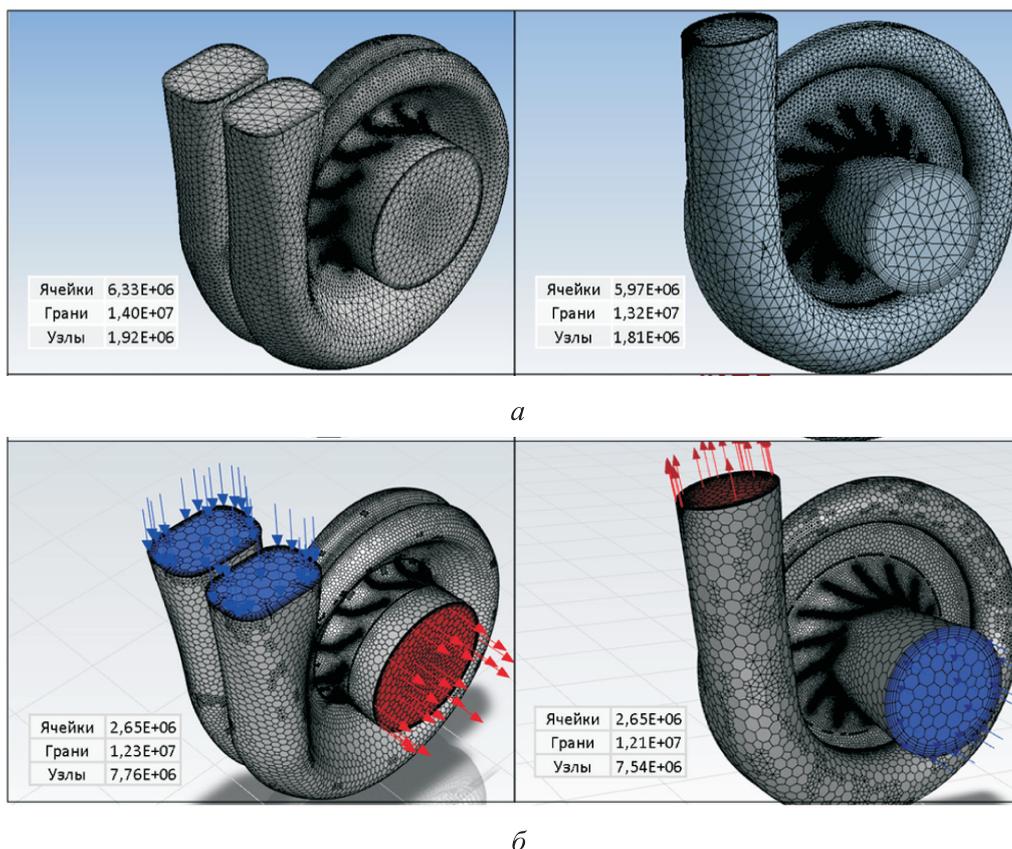


Рис. 3. Сеточные модели рабочих колес турбины (слева) и компрессора (справа) с ячейками тетраэдрической (а) и полиэдрической (б) форм

Таблица 1

Граничные условия

Частота вращения ротора, мин ⁻¹	Давление, Па		Температура, К	
	турбины	компрессора	турбины	компрессора
48 000	<u>134 762</u>	<u>101 325</u>	<u>918</u>	<u>300</u>
	101 325	147 934	828	340
57 000	<u>151 987</u>	<u>101 325</u>	<u>920</u>	<u>306</u>
	101 325	175 292	829	370
67 000	<u>172 252</u>	<u>101 325</u>	<u>930</u>	<u>308</u>
	101 325	202 650	838	391
76 000	<u>200 623</u>	<u>101 325</u>	<u>926</u>	<u>301</u>
	101 325	243 180	808	407
86 000	<u>230 007</u>	<u>101 325</u>	<u>925</u>	<u>306</u>
	101 325	290 802	794	444
95 000	<u>263 445</u>	<u>101 325</u>	<u>926</u>	<u>308</u>
	101 325	356 664	796	482

Примечание. В числителе дроби указаны значения параметров на входе, в знаменателе — на выходе.

Таблица 2

Теплофизические свойства отработавших газов и сухого воздуха

T, К	ρ , кг/м ³	c_p , Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^5$, Па·с
273	<u>1,295</u>	<u>1042</u>	<u>2,28</u>	<u>1,58</u>
	1,293	1005	2,44	1,72
373	<u>0,950</u>	<u>1068</u>	<u>3,13</u>	<u>2,04</u>
	0,946	1009	3,21	2,19
473	<u>0,748</u>	<u>1097</u>	<u>4,01</u>	<u>2,45</u>
	0,746	1026	3,93	2,60
573	<u>0,617</u>	<u>1122</u>	<u>4,84</u>	<u>2,82</u>
	0,615	1047	4,60	2,97
673	<u>0,525</u>	<u>1151</u>	<u>5,70</u>	<u>3,17</u>
	0,524	1068	5,21	3,30
773	<u>0,457</u>	<u>1185</u>	<u>6,56</u>	<u>3,48</u>
	0,456	1093	5,74	3,62
873	<u>0,405</u>	<u>1214</u>	<u>7,42</u>	<u>3,79</u>
	0,404	1114	6,22	3,91
973	<u>0,363</u>	<u>1239</u>	<u>8,27</u>	<u>4,07</u>
	0,362	1135	6,71	4,18

Примечание. В числителе дроби указаны значения для отработавших газов, в знаменателе — для сухого воздуха.

и полуэмпирическую модель турбулентности $k-\omega$ SST. Модель качественно предсказывает пристенные отрывные течения потока и не имеет существенной зависимости удельной скорости диссипации ω от внешних условий [26].

Турбулентные параметры задавали через интенсивность турбулентности и гидравлический диаметр (Turbulent intensity and Hydraulic diameter). Для решателя Pressure-based применяли

алгоритм Coupled, где в качестве способа оценки градиентов выступал метод Green-Gauss Node Based.

Результатом моделирования газодинамики рабочих колес стали поля давлений, температур и векторы скоростей воздушного потока. Пример полученных результатов при частоте вращения ротора $n = 95\,000$ мин⁻¹ приведен на рис. 4.

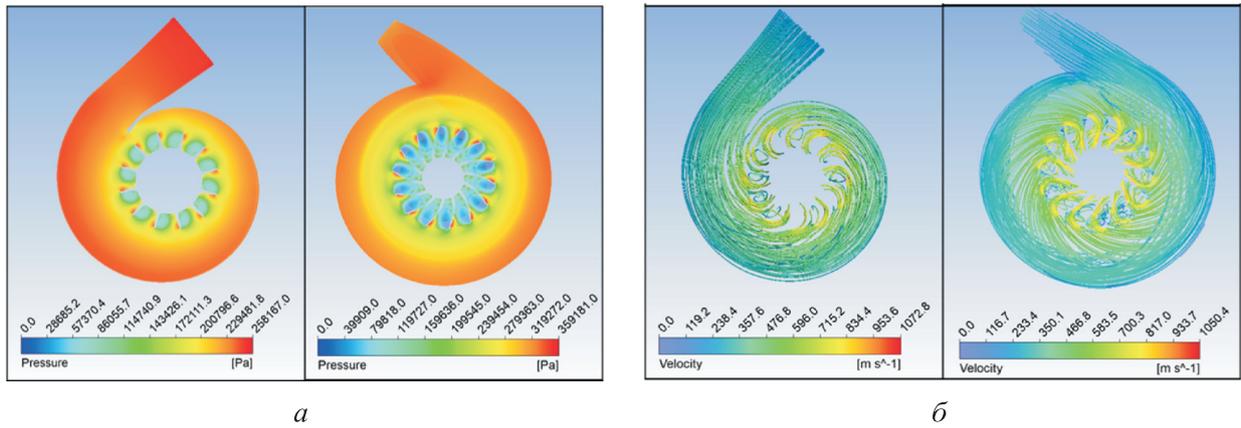


Рис. 4. Поля давлений, Па, (а) и векторы скоростей воздушного потока, м/с, (б) в рабочих колесах турбины (слева) и компрессора (справа) при частоте вращения ротора $n = 95\,000\text{ мин}^{-1}$

Далее поля температур импортировали в модуль Steady-State Thermal для проведения связанного теплового расчета.

Выбор материалов. Для каждой детали сборки ТК подбирали соответствующий материал. Материалы деталей сборки ТК указаны в табл. 3.

Зависимости теплопроводности материалов от температуры, взятые из работ [27–30], приведены на рис. 5.

Таблица 3
Материалы деталей сборки ТК

Деталь	Материал
Вал ротора	Сталь 40Х
Упорная шайба	То же
Дистанционное кольцо	»
Уплотнительное кольцо	»
Корпус подшипников	Чугун ВЧ40
Корпус турбины	То же
Рабочее колесо турбины	Жаропрочный никелевый сплав Rene 41
Радиальный подшипник	Бронза БрОС10-10
Упорный подшипник	То же
Экран маслосборника	Коррозионностойкая сталь 12Х18Н10Т
Маслоотражатель	То же
Задняя стенка	»
Экран Турбины	»
Рабочее колесо компрессора	Алюминий АЛ4
Корпус компрессора	То же

Расчет коэффициента теплопередачи. Заключительным шагом теплового расчета является определение коэффициента теплопередачи. Как уже указывалось, необходимо учесть несколько видов теплообмена, происходящих в ТК. Теплообмен между корпусом ТК и внешней средой учитывали с помощью значений коэффициента теплопередачи для статичного воздуха, имеющих в библиотеке ANSYS.

Для определения коэффициента теплопередачи смазочного материала разработали расчетную модель масляной системы. Теплообмен между ДВС и корпусом ТК не принимали во внимание.

Различная теплонагруженность элементов и скорость воздушного потока оказывают влияние на величину теплообмена. Поэтому расчетную модель разбивали на четыре контрольных объема (рис. 6): входную гидрелинию, корпус подшипников, упорный и радиальный под-

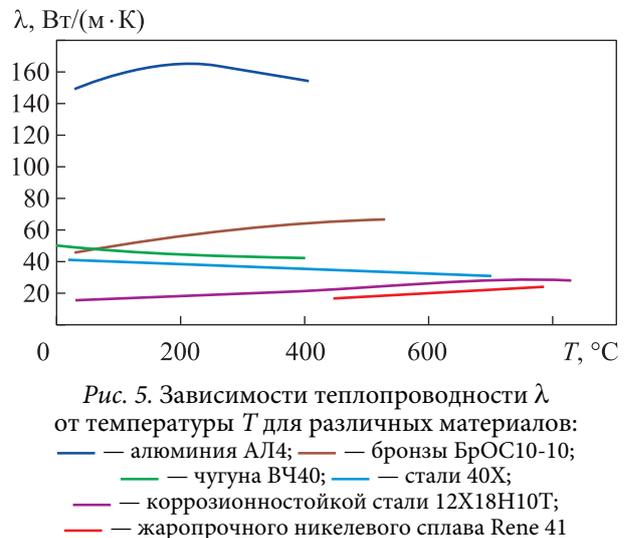


Рис. 5. Зависимости теплопроводности λ от температуры T для различных материалов: — алюминия АЛ4; — бронзы БрОС10-10; — чугуна ВЧ40; — стали 40Х; — коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т; — жаропрочного никелевого сплава Rene 41

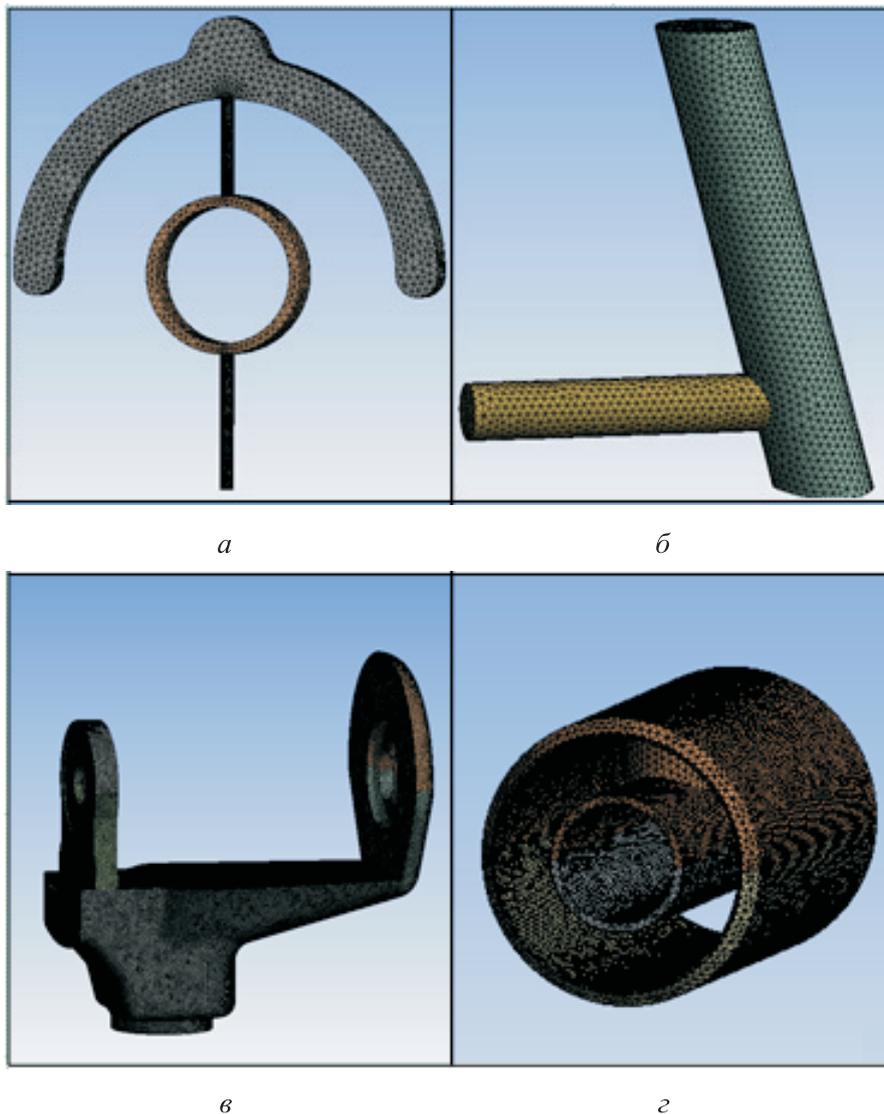


Рис. 6. Контрольные узлы расчетной модели смазочной системы:
a — упорный подшипник; *б* — входная гидролиния;
в — корпус подшипников; *г* — радиальный подшипник

шипники. Благодаря такому решению полученный коэффициент теплообмена можно было задавать локально.

Начальная температура деталей составляла 22 °С. В качестве граничных условий для расчета гидродинамических характеристик масляной системы выступали температуры поверхностей контрольных узлов. Плотность теплового потока задавали с двух сторон основных источников тепла: корпусами турбины и компрессора. Входное давление — 400 кПа, выходное — 101 кПа.

Для моделирования использовали параметры моторного масла классификации SAE 40. Температура моторного масла на входе составляла 90 °С, на выходе — 110 °С. Теплофизиче-

ские свойства моторного масла указаны в табл. 4. Зависимости коэффициента теплопередачи α от частоты вращения ротора n для контрольных узлов смазочной системы приведены на рис. 7. Зависимость коэффициента теплопередачи между корпусом ТК и внешней средой от температуры показана на рис. 8.

Здесь видно, что с повышением частоты вращения ротора наибольшее увеличение коэффициента теплоотдачи происходит в радиальном подшипнике. В других узлах коэффициент теплоотдачи возрастает на 0,3...8,0 % относительно начального значения α в зависимости от частоты вращения ротора. Полученные значения коэффициента теплопередачи использовали для определения температур в корпусе ТК.

Таблица 4

Теплофизические свойства моторного масла

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\mu\cdot 10^3, \text{Па}\cdot\text{с}$
90	857,30	2152,1	0,12	8,0
95	854,24	2172,5	0,12	7,4
100	851,17	2192,9	0,12	6,8
105	848,11	2213,3	0,12	6,3
110	845,04	2233,7	0,12	5,8
115	841,98	2254,1	0,12	5,4
120	838,91	2274,5	0,12	5,1
125	835,85	2294,9	0,12	4,8
130	832,78	2315,3	0,12	4,5

$\alpha, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$

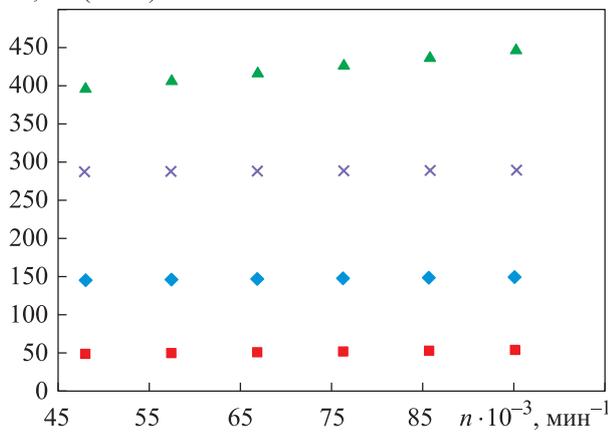


Рис. 7. Зависимости коэффициента теплопередачи α от частоты вращения ротора n для контрольных узлов смазочной системы: \blacktriangle — радиального подшипника; \times — упорного подшипника; \blacklozenge — входной гидролинии; \blacksquare — корпуса подшипников

$\alpha, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$

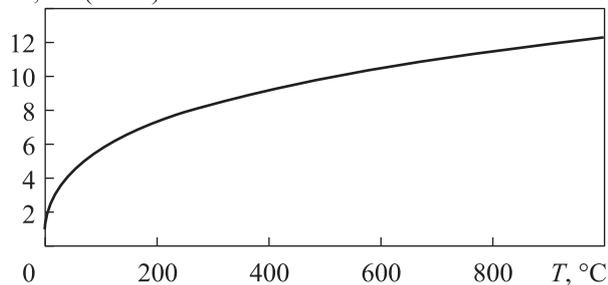


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплопередачи α между корпусом ТК и внешней средой от температуры T

Результаты исследования. Результатами моделирования стало определение значений температур (рис. 9) и полей температур (рис. 10). По-

$T, ^\circ\text{C}$

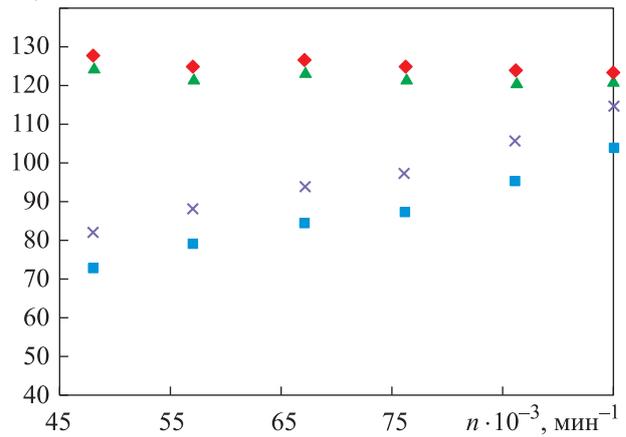


Рис. 9. Зависимости температуры T от частоты вращения ротора n в различных зазорах: \blacklozenge и \blacktriangle — во внутреннем и внешнем зазоре со стороны турбины; \blacksquare и \times — во внутреннем и внешнем зазоре со стороны компрессора

лученные данные свидетельствуют о неравномерной тепловой нагруженности подшипника.

Перепад температур во внутреннем слое варьировался от 19,5 до 55,0 °C. Это является достоверным результатом с учетом того, что ротор — главный переносчик теплоты от турбины к компрессору. Разница температур во внешнем слое составляла 6,5...42,5 °C в зависимости от режима работы. При снижении частоты вращения ротора перепад температур стремится к максимальному значению.

Скорость воздушного потока в корпусах турбины и компрессора падает. В корпусе турбины это ведет к увеличению температуры воздуха из-за снижения скорости теплообмена. В корпусе компрессора наблюдается противоположная ситуация. Средняя температура воздуха начинает уменьшаться вследствие падения давления, влияющего на процесс его сжатия.

Верификация результатов исследования. Верификацию результатов исследования проводили путем сравнения с данными, полученными в других публикациях.

В статье [17] граничные условия для моделирования и эксперимента соответствовали работе турбокомпрессора ТКР 7 в номинальном режиме дизеля V8ЧН мощностью 270 кВт. Расход газа через турбину составлял 0,2 кг/с при температуре 650 °C, давление воздуха на выходе из компрессора — 220 кПа при расходе газа 0,2 кг/с и температуре 200 °C. Температура подаваемого моторного масла была эквивалентна

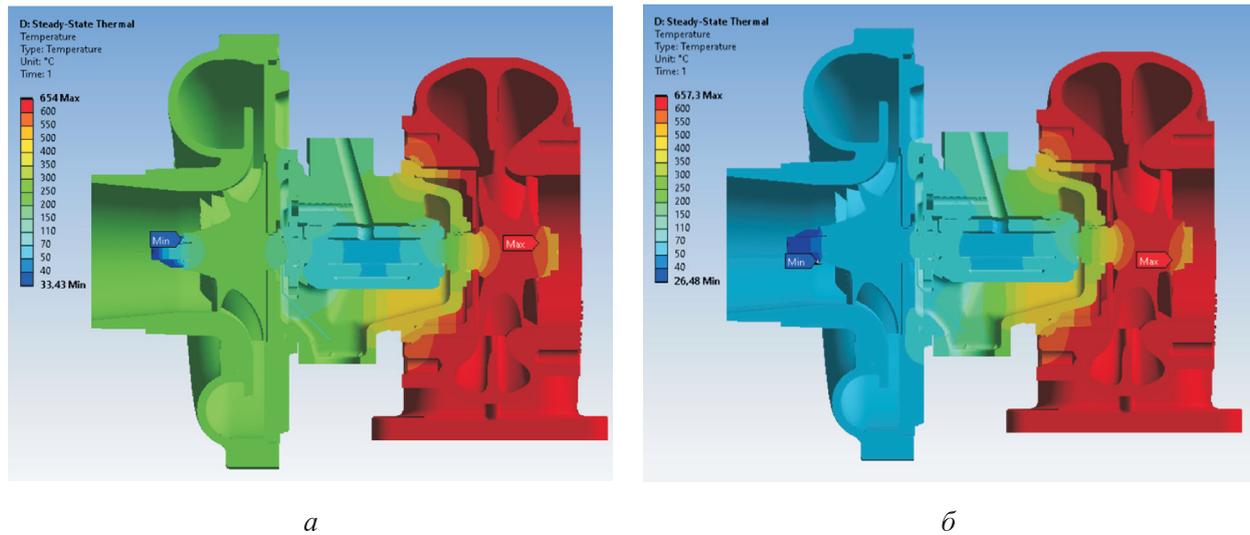


Рис. 10. Поля температур, К, в корпусе ТК при частоте вращения ротора $n = 95\,000$ (а) и $48\,000\text{ мин}^{-1}$ (б)

100 °С при давлении 500 кПа. Частота вращения ротора $n = 100\,000\text{ мин}^{-1}$.

Результаты моделирования и эксперимента показали хорошую сходимость. Разница температур во внешнем зазоре между подшипниками турбины и компрессора составляла 2...17 °С.

Работа [31] посвящена изучению термогидродинамических характеристик системы под-

шипников ротора ТК путем численного моделирования и экспериментального исследования. В экспериментах газ нагревался до 600 °С. Эта температура поддерживалась при разгоне ротора до частоты вращения $n = 240\,000\text{ мин}^{-1}$. Температура подаваемой смазки составляла 100 °С, давление подачи масла — 400 кПа. Авторам удалось определить значения температур

Таблица 5

Значения температуры в узлах радиального подшипника

Частота вращения ротора, мин ⁻¹	Узел радиального подшипника	Температура, °С		
		Моделирование [ЛИ]	Эксперимент [ЛИ]	Проведенное исследование
100 000	Внешний зазор турбины	109...112 [17]	115...133 [17]	121
	Внешний зазор компрессора	104...105 [17]	113...116 [17]	115
50 000...100 000	Внешний зазор турбины	142...156 [31]	150...155 [31]	121...124
	Внешний зазор компрессора	118...122 [31]	111...121 [31]	82...115
	Внутренний зазор турбины	155...184 [31]	–	123...128
	Внутренний зазор компрессора	118...135 [31]	–	73...104
90 000	Гидролиния слива масла со стороны турбины	107...122 [23]	109...111 [23]	123
	Гидролиния слива масла со стороны компрессора	97...112 [23]	103...104 [23]	104
60 000	Внешний зазор турбины	–	147...167*, 127...132** [32]	122
	Внутренний зазор турбины	–	147...277*, 107...137** [32]	125

* Эксперимент с полной подачей топлива.

** Эксперимент на холостом ходу.

во внешних и внутренних зазорах подшипников, а также построить ее зависимость от частоты вращения ротора.

В работе [32] приведены результаты испытаний ТК на безмоторном стенде. Исследовано влияние частоты вращения ротора, температуры газа и расхода смазочного материала на температуру смазочного материала и отдельных точек корпуса подшипника. Температура газа в корпусе турбины достигала 700 °С.

Замеры температуры газа проведены при частоте вращения ротора 30 000...60 000 мин⁻¹, а также после остановки ДВС, работающего в режиме полной подачи масла или холостого хода. Значения температур измеряли в течение 15 мин после выключения ДВС.

В работе [23] выполнен расчет гидродинамических явлений в подшипнике с учетом динамики гибкого ротора ТК. Объектом исследования являлась модель ТКР 50, применяемая в ДВС Ярославского моторного завода. Частота вращения ротора составляла 84 500...186 000 мин⁻¹, давление подачи моторного масла — 140...400 кПа, температура масла на входе в корпус подшипника — 70...105 °С.

При давлении подачи моторного масла 400 кПа и температуре смазки 90 °С температура внутри подшипника изменялась от 105 до 117 °С в зависимости от частоты вращения ротора. При $n = 90\,000$ мин⁻¹ разница температур между подшипниками турбины и компрессора составляла 7...10 °С. Значения температуры в узлах радиального подшипника, полученные в результате проведенного исследования и взятые из других литературных источников (ЛИ), приведены в табл. 5.

Сравнение данных, указанных в табл. 5, позволяет заключить, что, несмотря на различия в конструкции, материалах, значениях парамет-

ров рабочих процессов, полученные температуры являются адекватными и соответствуют диапазонам, приведенным в работах [17, 23, 31, 32].

Выводы

1. Предложен алгоритм расчета теплопередачи в корпусе подшипников ТК. Определены значения температур во внешнем и внутреннем зазорах подшипника и температурные поля в корпусе подшипников. Полученные результаты верифицированы путем сравнения с данными, приведенными в других литературных источниках, и свидетельствуют о неравномерной тепловой нагруженности радиального подшипника. Этот фактор оказывает существенное влияние на гидромеханические характеристики опорного узла, а значит, и на долговечность ТК.

2. Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее:

- наибольшее значение коэффициента теплопередачи наблюдается в радиальном подшипнике ТК; с увеличением частоты вращения ротора коэффициент теплопередачи возрастает на 3,7...13,0 % исходного значения; в других узлах рост достигает 0,3...8,0 % в зависимости от режима эксплуатации;

- температура во внутреннем слое составляет 19,5...55,0 °С, во внешнем — 6,5...42,5 °С в зависимости от частоты вращения ротора.

3. В дальнейших работах планируется исследовать влияние тепловых деформаций узлов подшипника на динамические свойства ротора. Полученные значения температур будут использованы в качестве исходных данных для расчета динамических свойств ротора, чтобы повысить параметры надежности и долговечности подшипникового узла и ТК в целом.

Литература

- [1] Turbocharger Market. *alliedmarketresearch.com*: веб-сайт. URL: <https://www.alliedmarketresearch.com/turbocharger-market> (дата обращения: 15.06.2022).
- [2] Dziubak T., Karzewski M. Operational malfunctions of turbochargers — reasons and consequences. *Combustion Engines*, 2016, vol. 164, no. 1, pp. 13–21.
- [3] Why do turbochargers fail? *garrettmotion.com*: веб-сайт. URL: <https://www.garrettmotion.com/ru/news/newsroom/article/why-do-turbochargers-fail/#:~:text=Most%20failures%20are%20caused%20by,fitting%20usually%20causes%20oil%20starvation> (дата обращения: 15.06.2022).
- [4] Romagnoli A., Martinez-Botas R. Heat transfer on a turbocharger under constant load points. *ASME Conf. Proc.*, 2009, paper GT2009-59618, pp. 163–174, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2009-59618>

- [5] Deng D., Shi F., Begin L., Du I. The effect of oil debris in turbocharger journal bearings on sub synchronous NVH. *SAE Tech. Pap.*, 2015, art. 2015-01-1285, doi: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1285>
- [6] Plantegenet T., Arghir M., Hassini M. et al. The thermal unbalance effect induced by a journal bearing in rigid and flexible rotors: experimental analysis. *Tribol. Trans.*, 2020, vol. 63, no. 1, pp. 52–67, doi: <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1658836>
- [7] Murphy B.T., Lorenz J.A. Case study of Morton effect shaft differential heating in a variable-speed rotating electric machine. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2011, paper GT2011-45228, pp. 257–269, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2011-45228>
- [8] Tong X., Palazzolo A. Measurement and prediction of the journal circumferential temperature distribution for the rotordynamic Morton effect. *J. Tribol.*, 2018, vol. 140, no. 3, art. 031702, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4038104>
- [9] Polichronis D., Evaggelos R., Alcibiades G. et al. Turbocharger lubrication — lubricant behavior and factors that cause turbocharger failure. *Int. J. Automot. Eng. Technol.*, 2013, vol. 2, no. 1, pp. 40–54.
- [10] Serrano J.R., Tiseira A., Garcia-Cuevas L.M. et al. Adaptation of a 1-D tool to study transient thermal in turbocharger bearing housing. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 134, pp. 564–575, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.085>
- [11] Плаксин А.М., Гриценко А.В., Бурцев А.Ю. и др. Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки. *Фундаментальные исследования*, 2014, № 6–4, с. 728–732.
- [12] Shaaban S. *Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance*. Doctoral thesis. Hannover Universität, 2004. 228 p.
- [13] Baines N., Wygant K.D., Dris A. The analysis of heat transfer in automotive turbochargers. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2010, vol. 132, no. 4, art. 042301, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3204586>
- [14] Cormerais M., Hetet J.F., Chesse P. et al. Heat transfer analysis in a turbocharger compressor: modeling and experiments. *SAE Tech. Pap.*, 2006, no. 2006-01-0023, doi: <https://doi.org/10.4271/2006-01-0023>
- [15] Burke R.D., Olmeda P., Arnau F. et al. Modelling of Turbocharger heat transfer under stationary and transient conditions. *11th Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging*, 2014, pp. 103–112, doi: <https://doi.org/10.1533/978081000342.103>
- [16] Gil A., Omar A.T., Migel L.G. et al. Fast three-dimensional heat transfer model for computing internal temperatures in the bearing housing of automotive turbochargers. *Int. J. Engine Res.*, 2020, vol. 21, no. 8, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1468087418804949>
- [17] Луцко В.А., Хасанов Р.Р., Хайруллин А.Х. и др. Исследование работы элементов турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 12, с. 20–29, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2017-12-20-29>
- [18] Суворов И.А., Бердников Л.А. Исследование возможности тепловой оптимизации ротора турбокомпрессора с проведением конечно-элементных анализов. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*, 2013, № 4, с. 56–65.
- [19] Aghaali H., Angstrom H., Serrano J.R. Evaluation of different heat transfer conditions on an automotive turbocharger. *Int. J. Engine Res.*, 2015, vol. 16, no. 2, pp. 137–151, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1468087414524755>
- [20] Aghaali H., Angstrom H. Turbocharged SI-engine simulation with cold and hot-measured turbocharger performance maps. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2012, paper GT2012-68758, pp. 671–679, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2012-68758>
- [21] San Andres L.A., Barbarie V., Bhattacharya A. et al. On the effect of thermal energy transport to the performance of (semi) floating ring bearing systems for automotive turbochargers. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2012, vol. 134, no. 10, art. 102507, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007059>
- [22] Romagnoli A., Manivannan A., Rajoo S. et al. A review of heat transfer in turbochargers. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2017, vol. 79, pp. 1442–1460, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.119>

- [23] Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature. *Tribol. Ind.*, 2017, vol. 39, no. 4, pp. 452–459, doi: <https://doi.org/10.24874/ti.2017.39.04.04>
- [24] Шароглазов Б.А., Шишков В.В. *Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, ИД ЮУрГУ, 2011. 525 с.
- [25] Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи*. Москва, Энергия, 1977. 344 с.
- [26] Menter F.R. Influence of freestream values on k- ω turbulence model predictions. *AIAA J.*, 1992, vol. 30, no. 6, pp. 1657–1659.
- [27] Белецкий В.М., Кривов Г.А. *Алюминиевые сплавы (состав, свойства, технология, применение)*. Киев, Коминтех, 2005. 365 с.
- [28] Герасимов В.В., Монахов А.С. *Материалы ядерной техники*. Москва, Энергоиздат, 1982. 288 с.
- [29] Rene 41. *rolledalloys.com: веб-сайт*. <https://www.rolledalloys.com/alloys/cobalt-alloys/rene-41/en/> (дата обращения: 15.06.2022).
- [30] Чиркин В.С. *Теплофизические свойства материалов ядерной техники*. Москва, Атомиздат, 1968. 484 с.
- [31] Li Y., Liang F., Zhou Y. et al. Numerical and experimental investigation on thermohydrodynamic performance of turbocharger rotor-bearing system. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 121, pp. 27–38, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.041>
- [32] Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др. *Автомобильные двигатели с турбонаддувом*. Москва, Машиностроение. 1991. 336 с.

References

- [1] Turbocharger Market. *alliedmarketresearch.com: website*. URL: <https://www.alliedmarketresearch.com/turbocharger-market> (accessed: 15.06.2022).
- [2] Dziubak T., Karzewski M. Operational malfunctions of turbochargers — reasons and consequences. *Combustion Engines*, 2016, vol. 164, no. 1, pp. 13–21.
- [3] Why do turbochargers fail? *garrettmotion.com: website*. URL: <https://www.garrettmotion.com/ru/news/newsroom/article/why-do-turbochargers-fail/#:~:text=Most%20failures%20are%20caused%20by,fitting%20usually%20causes%20oil%20starvation> (accessed: 15.06.2022).
- [4] Romagnoli A., Martinez-Botas R. Heat transfer on a turbocharger under constant load points. *ASME Conf. Proc.*, 2009, paper GT2009-59618, pp. 163–174, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2009-59618>
- [5] Deng D., Shi F., Begin L., Du I. The effect of oil debris in turbocharger journal bearings on sub synchronous NVH. *SAE Tech. Pap.*, 2015, art. 2015-01-1285, doi: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1285>
- [6] Plantegenet T., Arghir M., Hassini M. et al. The thermal unbalance effect induced by a journal bearing in rigid and flexible rotors: experimental analysis. *Tribol. Trans.*, 2020, vol. 63, no. 1, pp. 52–67, doi: <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1658836>
- [7] Murphy B.T., Lorenz J.A. Case study of Morton effect shaft differential heating in a variable-speed rotating electric machine. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2011, paper GT2011-45228, pp. 257–269, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2011-45228>
- [8] Tong X., Palazzolo A. Measurement and prediction of the journal circumferential temperature distribution for the rotordynamic Morton effect. *J. Tribol.*, 2018, vol. 140, no. 3, art. 031702, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4038104>
- [9] Polichronis D., Evaggelos R., Alcibiades G. et al. Turbocharger lubrication — lubricant behavior and factors that cause turbocharger failure. *Int. J. Automot. Eng. Technol.*, 2013, vol. 2, no. 1, pp. 40–54.
- [10] Serrano J.R., Tiseira A., Garcia-Cuevas L.M. et al. Adaptation of a 1-D tool to study transient thermal in turbocharger bearing housing. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 134, pp. 564–575, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.085>
- [11] Plaksin A.M., Gritsenko A.V., Burtsev A.Yu. et al. Extending the life of turbochargers automotive engineering application of the accumulator in the lubrication system.

- Fundamentalnye issledovaniya* [Fundamental Research], 2014, no. 6–4, pp. 728–732. (In Russ.).
- [12] Shaaban S. *Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance*. Doctoral thesis. Hannover Universität, 2004. 228 p.
- [13] Baines N., Wygant K.D., Dris A. The analysis of heat transfer in automotive turbochargers. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2010, vol. 132, no. 4, art. 042301, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3204586>
- [14] Cormerais M., Hetet J.F., Chesse P. et al. Heat transfer analysis in a turbocharger compressor: modeling and experiments. *SAE Tech. Pap.*, 2006, no. 2006-01-0023, doi: <https://doi.org/10.4271/2006-01-0023>
- [15] Burke R.D., Olmeda P., Arnau F. et al. Modelling of Turbocharger heat transfer under stationary and transient conditions. *11th Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging*, 2014, pp. 103–112, doi: <https://doi.org/10.1533/978081000342.103>
- [16] Gil A., Omar A.T., Migel L.G. et al. Fast three-dimensional heat transfer model for computing internal temperatures in the bearing housing of automotive turbochargers. *Int. J. Engine Res.*, 2020, vol. 21, no. 8, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1468087418804949>
- [17] Lushcheko V.A., Khasanov R.R., Khayrullin A.Kh. et al. Research into the operation of turbocharger components in an internal combustion engine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2017, no. 12, pp. 20–29, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2017-12-20-29>
- [18] Суворов И.А., Бердников Л.А. Исследование возможности тепловой оптимизации ротора турбокомпрессора с проведением конечно-элементных анализов. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*, 2013, № 4, с. 56–65.
- [19] Aghaali H., Angstrom H., Serrano J.R. Evaluation of different heat transfer conditions on an automotive turbocharger. *Int. J. Engine Res.*, 2015, vol. 16, no. 2, pp. 137–151, doi: <https://doi.org/10.1177%2F1468087414524755>
- [20] Aghaali H., Angstrom H. Turbocharged SI-engine simulation with cold and hot-measured turbocharger performance maps. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2012, paper GT2012-68758, pp. 671–679, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2012-68758>
- [21] San Andres L.A., Barbarie V., Bhattacharya A. et al. On the effect of thermal energy transport to the performance of (semi) floating ring bearing systems for automotive turbochargers. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2012, vol. 134, no. 10, art. 102507, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4007059>
- [22] Romagnoli A., Manivannan A., Rajoo S. et al. A review of heat transfer in turbochargers. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2017, vol. 79, pp. 1442–1460, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.119>
- [23] Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature. *Tribol. Ind.*, 2017, vol. 39, no. 4, pp. 452–459, doi: <https://doi.org/10.24874/ti.2017.39.04.04>
- [24] Sharoglazov B.A., Shishkov V.V. *Porshnevye dvigateli: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov* [Piston engines: theory, modeling and processes calculation]. Chelyabinsk, ID YuUrGU Publ., 2011. 525 p. (In Russ.).
- [25] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 344 p. (In Russ.).
- [26] Menter F.R. Influence of freestream values on k- ω turbulence model predictions. *AIAA J.*, 1992, vol. 30, no. 6, pp. 1657–1659.
- [27] Beletskiy V.M., Krivov G.A. *Alyuminievye splavy (sostav, svoystva, tekhnologiya, primeneniye)* [Aluminum alloys (composition, properties, technology application)]. Kiev, Komintekh Publ., 2005. 365 p. (In Russ.).
- [28] Gerasimov V.V., Monakhov A.S. *Materialy yadernoy tekhniki* [Materials of nuclear technics]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 288 p. (In Russ.).
- [29] Rene 41. *rolledalloys.com: website*. <https://www.rolledalloys.com/alloys/cobalt-alloys/rene-41/en/> (accessed: 15.06.2022).
- [30] Chirkin V.S. *Teplofizicheskie svoystva materialov yadernoy tekhniki* [Thermophysical properties of materials for nuclear technics]. Moscow, Atomizdat Publ., 1968. 484 p. (In Russ.).

- [31] Li Y., Liang F., Zhou Y. et al. Numerical and experimental investigation on thermohydrodynamic performance of turbocharger rotor-bearing system. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 121, pp. 27–38, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.041>
- [32] Khanin N.S., Aboltin E.V., Lyamtsev B.F. et al. *Avtomobilnye dvigateli s turbonadduvom* [Vehicle turbo engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 336 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.04.2022

Информация об авторах

ЗАДОРОЖНАЯ Елена Анатольевна — доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, 76, e-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru).

ХУДЯКОВ Владислав Сергеевич — аспирант кафедры «Автомобильный транспорт». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, 76, e-mail: asp19kvs857@susu.ru).

СИБИРЯКОВ Сергей Владимирович — главный конструктор. АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ» (142281, Протвино, Российская Федерация, Заводской проезд, 4, e-mail: sibiryakov57@mail.ru).

НАПРИМЕРОВА Елена Дмитриевна — магистрант кафедры «Процессы и машины обработки металлов давлением». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, 76, e-mail: p2148ned63@susu.ru).

Information about the authors

ZADOROZHNEYA Elena Anatolyevna — Doctor of Science (Eng.), Professor of the Automobile Transport Department. South Ural State University (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru).

HUDYAKOV Vladislav Sergeevich — Postgraduate, Automobile Transport Department. South Ural State University (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: asp19kvs857@susu.ru).

SIBIRYAKOV Sergey Vladimirovich — Chief Designer. JSC "Turbocomplekt" (142281, Protvino, Russian Federation, Zavodskoy proezd, Bldg. 4, e-mail: sibiryakov57@mail.ru).

NAPRIMEROVA Elena Dmitrievna — Master's Degree Student, Department Processes and Machines of Metal Processing by Pressure. South Ural State University (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: p2148ned63@susu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Задорожная Е.А., Худяков В.С., Сибиряков С.В., Напримерова Е.Д. Определение теплового состояния элементов турбокомпрессора поршневого двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 10, с. 11–25, doi: [10.18698/0536-1044-2022-10-11-25](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-11-25)

Please cite this article in English as:

Zadorozhnaya E.A., Hudyakov V.S., Sibiryakov S.V., Naprimerova E.D. Determination of the Thermal State of the Elements of a Piston Engine Turbocharger. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 10, pp. 11–25, doi: [10.18698/0536-1044-2022-10-11-25](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-11-25)