

УДК 621.43.052

DOI 10.18698/0536-1044-2017-12-20-29

Исследование работы элементов турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания*

В.А. Луцко, Р.Р. Хасанов, А.Х. Хайруллин, В.М. Гуреев

КНИТУ им. А.Н. Туполева — КАИ, 420111, Казань, Российская Федерация, ул. Карла Маркса, д. 10

Research into the Operation of Turbocharger Components in an Internal Combustion Engine

V.A. Lushcheko, R.R. Khasanov, A.Kh. Khairullin, V.M. Gureev

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev — KAI, 420111, Kazan, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 10



e-mail: luvasiliy@yandex.ru, qazan7@yandex.ru, azat-meh@mail.ru, viktor.gureev@kai.ru



Турбокомпрессор представляет собой сочетание двух лопаточных машин (компрессора и турбины), создание которых требует большого объема исследовательских и конструкторских работ. При разработке турбокомпрессора предъявляются достаточно высокие требования к уровню производства его элементов: компрессорной и турбинной ступеней, подшипникового узла, ротора и его балансировки. Приведены результаты исследования элементов турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания: газодинамики в компрессорной и турбинной ступенях, а также теплового, деформированного состояния и расхода масла в подшипниковом узле. Предложена вычислительная модель турбокомпрессора в 3D-постановке в отношении газодинамического, теплового, напряженно-деформированного состояний, а также распределения масла, позволяющая исследовать его характеристики при конструктивных изменениях. Проведены теоретическое и экспериментальное исследования теплового и напряженно-деформированного состояний подшипникового узла турбокомпрессора. Установлено, что к увеличению зазоров (до 0,013 мм) в подшипниках приводят тепловые деформации деталей турбокомпрессора. Выполнен гидравлический расчет системы смазки подшипников с учетом тепловых деформаций и без него. Выявлено, что использование маслораспределительной канавки в радиальном подшипнике не оказывает влияния на расход масла, поступающего на осевой подшипник. Показано, что в турбокомпрессоре исследуемой размерности следует использовать радиальные подшипники без маслораспределительной канавки.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, компрессорная ступень, турбинная ступень, подшипниковый узел, вычислительная гидродинамика



A turbocharger is a combination of two blade-type machines (compressor and turbine), the development of which requires detailed research and design work. High quality is required for the manufacturing of turbocharger elements, including the compressor and the turbine stages, bearing assembly, rotor and rotor balancing. This paper presents the results of the research into the turbocharger components in an internal combustion engine: gas dynamics

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (уникальный идентификатор соглашения — RFMEFI57715X0195) и при частичной государственной поддержке научных исследований, проводимых под руководством ведущих ученых в российских вузах по гранту Правительства РФ № 14.Z50.31.0003.

at the compressor and the turbine stages, as well as the thermal, deformed state and oil consumption in the bearing assembly. A computational 3D model of the turbocharger with regard to the gas-dynamic, thermal and stress-strain state, as well as oil distribution is created to investigate characteristics of the turbocharger as it undergoes design changes. Theoretical and experimental studies on the thermal and stress-strain states of the turbocharger bearing assembly are conducted. It is established that thermal deformations of the turbocharger parts lead to an increase in the clearances in the turbocharger bearings of up to 0.013 mm. A hydraulic calculation of the bearing lubrication system is performed with and without taking into account thermal deformations. It is determined that the use of an oil distribution groove in the radial bearing does not affect the amount of oil flowing to the axial bearing. It is shown that in a turbocharger with dimensions as those under investigation, it is recommended to use radial bearings without an oil distribution groove.

Keywords: internal combustion engine, turbocharger, compressor stage, turbine stage, bearing assembly, computational fluid dynamics

Современные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) характеризуются высокими эффективными и экологическими показателями, обеспечиваемыми форсированием ДВС с помощью газотурбинного наддува [1–3]. С увеличением степени наддува в поршневых ДВС возрастают термические нагрузки на турбокомпрессор и другие детали двигателя. При этом вследствие высокой температуры отработавших газов снижается ресурс ДВС и особенно подшипникового узла турбокомпрессора.

В настоящее время широкое распространение получил новый исследовательский инстру-

мент — численный эксперимент, основанный на использовании методов вычислительной гидрогазодинамики (CFD — Computational Fluid Dynamics) и конечно-элементного анализа. Численное моделирование трехмерного течения в проточных частях компрессорной (КС) и турбинной (ТС) ступеней турбокомпрессора позволяет оценить его характеристики еще до изготовления, сокращая материальные и временные затраты и обеспечивая оптимизацию конструкции за счет параметрических исследований. Численное моделирование применяют при CFD-расчете различных систем: отопления,

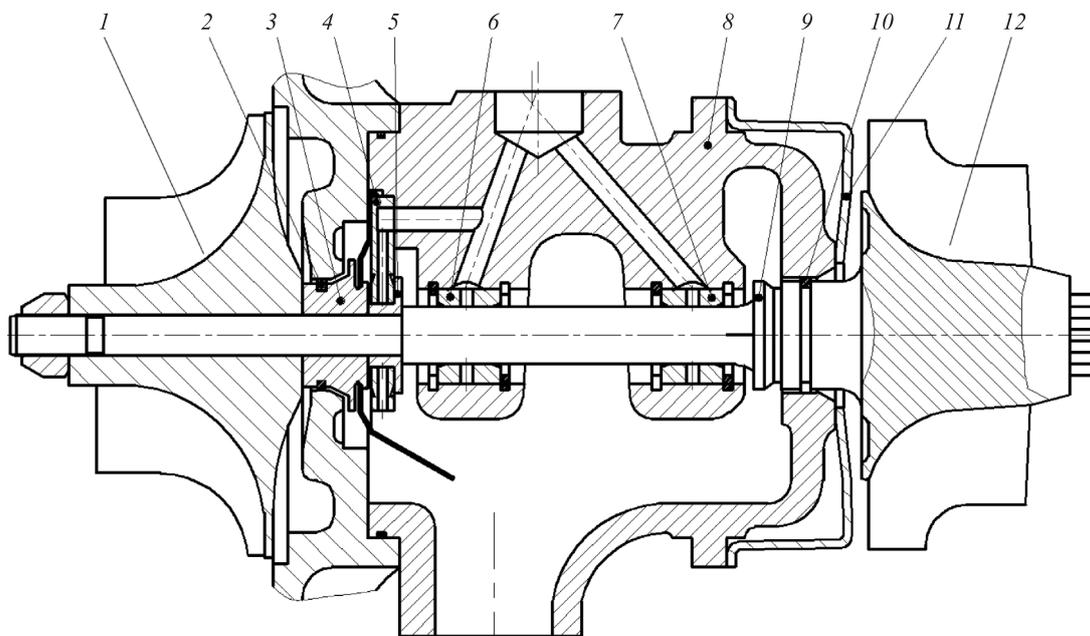


Рис. 1. Конструктивная схема турбокомпрессора ТКР7:

- 1 — КС; 2 — уплотнительное кольцо со стороны КС; 3 — кольцедержатель; 4 — осевой подшипник;
5 — прижимная втулка; 6, 7 — вращающиеся втулки радиального подшипника (РП); 8 — корпус подшипников (КП);
9 — вал ротора; 10 — уплотнительное кольцо со стороны турбины; 11 — теплозащитный экран; 12 — ТС

вентиляции и кондиционирования салона кабины грузового автомобиля и др.

Цель работы — численное моделирование газодинамики в проточных частях КС и ТС турбокомпрессора, а также теоретическое и экспериментальное исследования теплового состояния его подшипникового узла.

Конструктивная схема турбокомпрессора ТКР7 приведена на рис. 1.

Объектами исследования являлись элементы турбокомпрессора ТКР7 производства ПАО «КАМАЗ», трехмерная модель которого представлена на рис. 2. ТС — радиально-осевая двухзаходная с диаметром колеса турбины на входе 74 мм и одиннадцатью лопатками. КС — центробежная, состоящая из улитки и колеса компрессора с диаметром на выходе 76 мм и двенадцатью лопатками. Максимальная степень повышения давления в компрессоре составляет 2,5, а расход воздуха при различных режимах работы турбокомпрессора ТКР7 — 0,06...0,30 кг/с.

В конструкции турбокомпрессора ТКР7 использованы подшипники скольжения плавающего типа, содержащие два смазочных слоя: внешний — между втулками 6, 7 (см. рис. 1) и КП 8 — и внутренний — между стальным валом ротора 9 и бронзовыми втулками 6, 7. Диаметральный размер внутреннего подшипника — 0,045...0,052 мм, а внешнего — 0,085...0,11 мм.

Численный газодинамический расчет течения газовой среды в КС и ТС турбокомпрессора ТКР7 проведен методом конечных объемов в программном комплексе ANSYS CFX. Общая расчетная модель КС и ТС составила 9 234 511 элементов (рис. 3). Сеточная модель — гибридная, состоящая из тетраэдральных ячеек и призматического пограничного слоя.

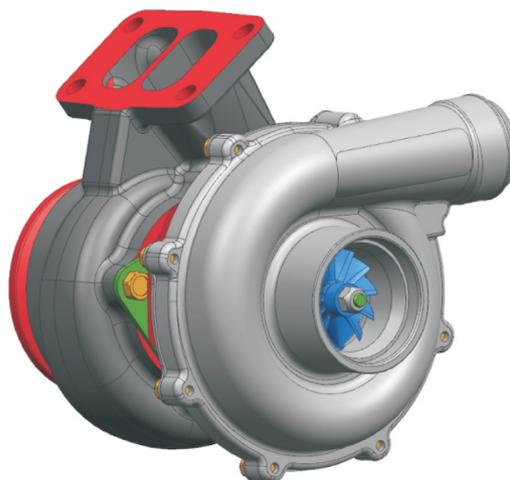


Рис. 2. Трехмерная модель турбокомпрессора ТКР7

Вычислительная модель течений в компрессоре и турбине включала в себя осредненные по Рейнольдсу уравнения неразрывности, Навье–Стокса, энергии и состояния для сжимаемого газа. Для замыкания системы уравнений применена модель турбулентности Ментера (SST-модель), а для решения уравнений Навье–Стокса — алгоритм SIMPLE.

Расчет газодинамических характеристик КС и ТС выполнен на высокопроизводительном вычислительном кластере КНИТУ им. А.Н. Туполева — КАИ [4–6]. При решении данной задачи использована полуэмпирическая модель турбулентности SST, обеспечивающая корректное описание пристенной турбулентности и наиболее чувствительная к граничным условиям во внешнем потоке. Численным моделированием определены: векторы скоростей течения воздуха в КС (рис. 4, а) и отработавших газов в ТС (рис. 4, б), поля давлений (рис. 4, в, г) и температур (рис. 4, д, е) в характерных сечениях КС и ТС.

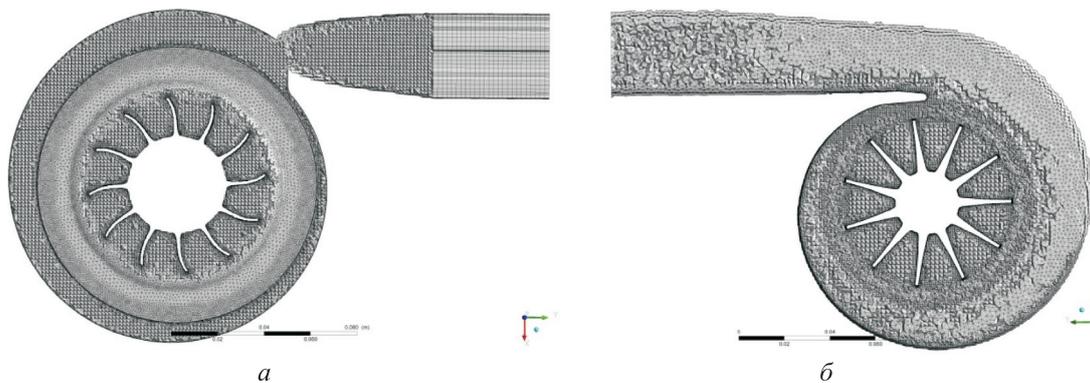


Рис. 3. Расчетная модель КС (а) и ТС (б) турбокомпрессора ТКР7

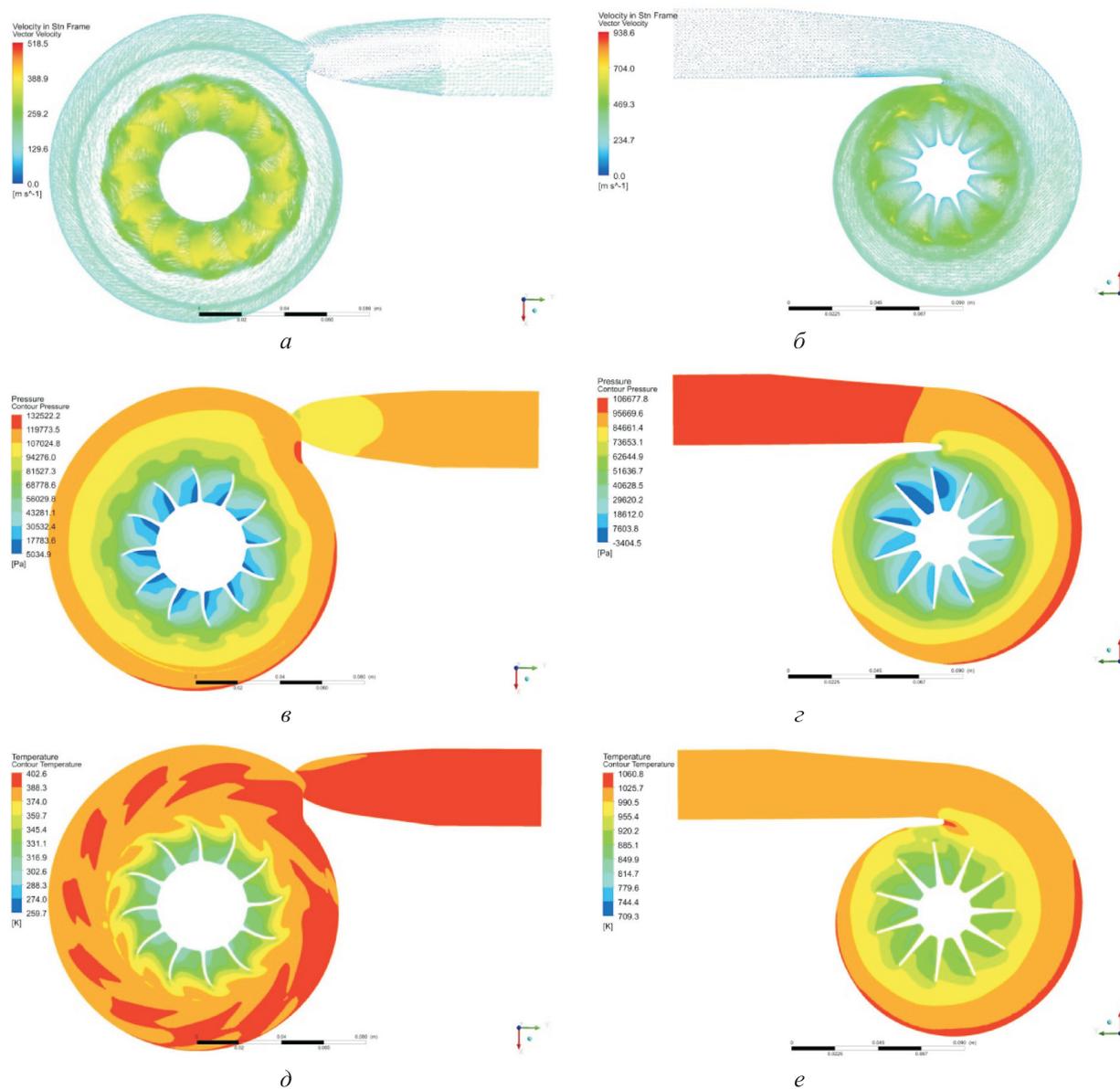


Рис. 4. Результаты численного расчета турбокомпрессора ТКР7:
 а и б — векторы скоростей, м/с, течения воздуха в КС и отработавших газов в ТС; в и г — поля давлений, Па, в характерных сечениях КС и ТС; д и е — поля температур, К, в характерных сечениях КС и ТС

Оценка теплового состояния турбокомпрессора ТКР7 проведена методом конечных объемов в программном пакете STAR-CCM+. Дискретизация расчетных областей выполнена на основе многоугольной сетки со сгущением шага к стенкам [7, 8]. Расчетная модель состояла из 30 газодинамических твердых областей, которые «сшивались» 85 интерфейсами типа in-place. Для корректного расчета теплопередачи на границе раздела между жидкими и твердыми областями строились призматические слои. Общий размер сеточной модели составил 17 млн ячеек. Вычислительная модель всех элементов турбокомпрессора ТКР7 приведена на рис. 5.

Моделирование системы смазки узла подшипников выполнено при условии, что поток масла — ламинарный с постоянной плотностью [9, 10]. Для учета влияния изменения вязкости масла при варьировании температуры использована номограмма для масла SAE60, а в целях учета эффектов вращения — модель движения системы координат (Moving Reference Frame). В качестве допущения вращающиеся втулки РП приняты неподвижными. Для построения сетки в тонких областях (на подшипниках) применена модель STAR-CCM+ — Thin Mesher.

Расчет теплового состояния проведен в стационарной постановке с использованием неяв-

ного алгебраического многосеточного решателя. Граничные условия соответствовали работе турбокомпрессора ТКР7 в номинальном режиме дизеля V8ЧН мощностью 270 кВт: расход газа через турбину 0,2 кг/с при температуре 650 °С, давление воздуха на выходе из компрессора 220 кПа при расходе 0,2 кг/с и температуре 200 °С. Температура масла при давлении 500 кПа составляла 100 °С, частота вращения ротора — 100 000 мин⁻¹. Распределение темпера-

тур в турбокомпрессоре ТКР7, полученное по результатам расчета, приведено на рис. 6.

Как следует из результатов расчета теплового состояния турбокомпрессора ТКР7, вал ротора и КП нагреваются неравномерно. Наибольшая концентрация повышенной температуры зафиксирована на колесе турбины, которая далее распространяется по валу ротора. А наибольшая температура КП наблюдается со стороны ТС.

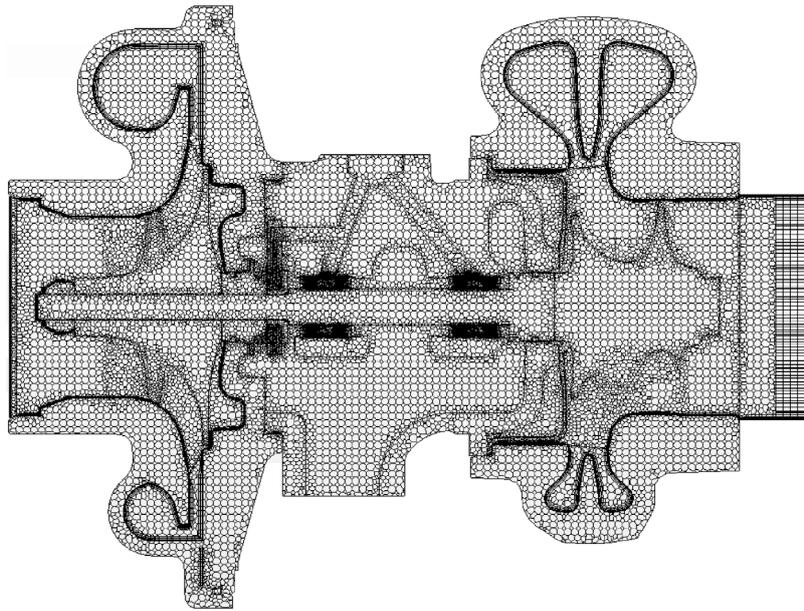


Рис. 5. Вычислительная модель всех элементов турбокомпрессора ТКР7 для оценки теплового состояния

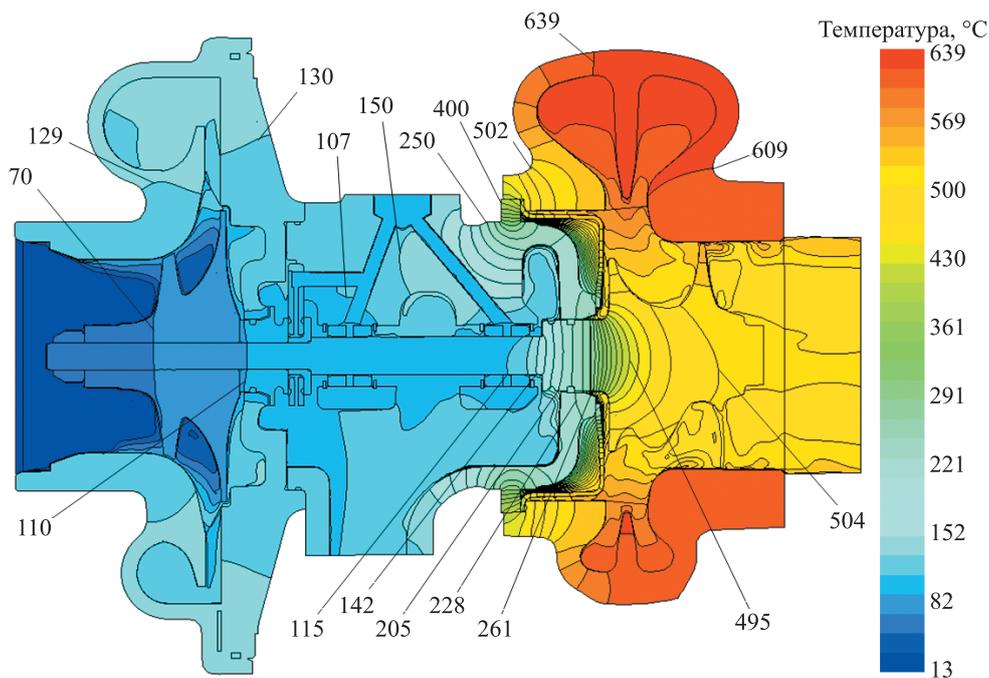


Рис. 6. Распределение температур, °С, в турбокомпрессоре ТКР7

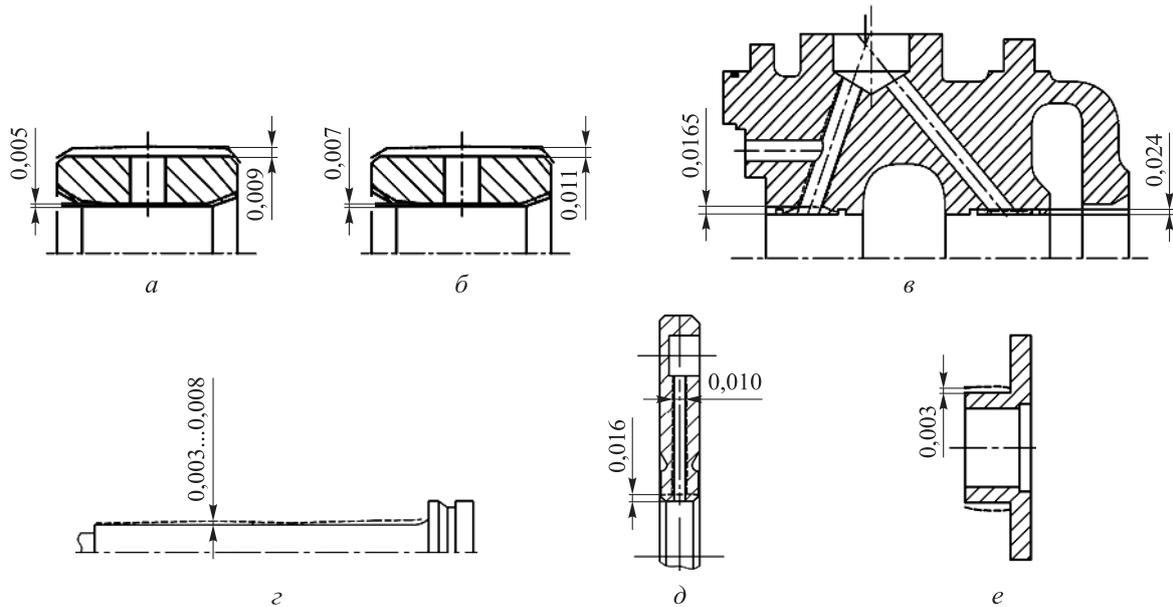


Рис. 7. Деформации деталей подшипникового узла:
 а и б — втулок РП со стороны компрессора и турбины; в — КП; г — вала ротора; д — осевого подшипника;
 е — прижимной втулки

Расчет напряженно-деформированного состояния подшипникового узла позволил выявить тепловые деформации (рис. 7), которые могут приводить к значительным изменениям зазоров в подшипниках турбокомпрессора ТКР7.

Анализ полученных результатов показал, что тепловые деформации приводят к увеличению зазоров: между втулками РП со стороны компрессора и турбины и КП соответственно на +0,007 и +0,013 мм; между валом ротора и втулкой РП со стороны турбины на +0,001 мм; между прижимной втулкой и осевым подшипником на +0,013 мм.

Чтобы обеспечить надежность работы подшипникового узла, необходимо организовать эффективное распределение потока масла. В связи с этим проведен гидравлический расчет системы смазки с учетом тепловых деформаций и без него. Расчетная схема подшипникового узла турбокомпрессора ТКР7 представлена на рис. 8.

Сравнительному анализу подлежали две конструкции РП: с маслораспределительной канавкой (рис. 9) и без нее.

Исследуемые варианты зазоров на втулках РП приведены в таблице, где $\bar{\Delta}$ — среднеинтегральный зазор РП,

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta_2 + \Delta_3 + 0,026 + 0,026}{4}.$$

Параметр Δ учитывает зазоры между втулками РП и КП Δ_2, Δ_3 , а также между втулками РП и валом ротора, принятые равными 0,026 мм. Зазор между осевым подшипником и прижимной втулкой Δ_1 составлял в недеформированном (холодном) состоянии 0,60; 0,684 мм, а в деформированном (горячем) 0,613; 0,697 мм.

Расчет выполнен методом контрольного объема, для чего была построена расчетная мо-

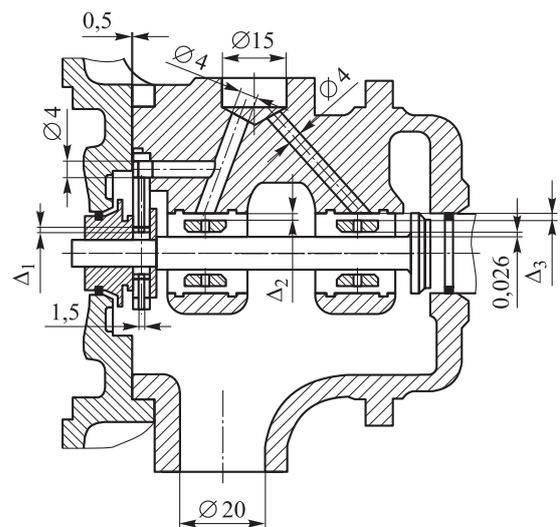


Рис. 8. Схема гидравлического расчета подшипникового узла турбокомпрессора ТКР7:
 Δ_1 — зазор между осевым подшипником и прижимной втулкой; Δ_2 и Δ_3 — зазоры между КП и втулками РП со стороны компрессора и турбины соответственно

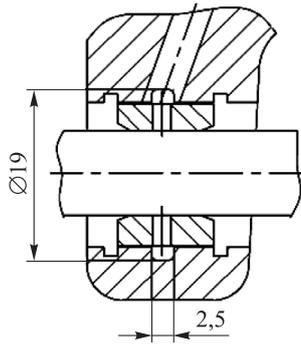


Рис. 9. Конструктивная схема РП с маслораспределительной канавкой

Исследуемые варианты зазоров на втулках РП

Номер варианта	Δ_2 , мм	Δ_3 , мм	$\bar{\Delta}$, мм
<i>Без учета деформаций</i>			
1	0,055	0,055	0,040
2	0,050	0,050	0,038
3	0,040	0,040	0,033
4	0,030	0,030	0,028
<i>С учетом деформаций</i>			
5	0,062	0,068	0,045
6	0,057	0,063	0,043
7	0,047	0,053	0,038
8	0,037	0,043	0,033

дель на основе неструктурированной многоугольной сетки. Общее количество ячеек для каждой модели составило 3,2 млн.

Математическая модель течений масла в узле подшипников включала в себя осредненные по Рейнольдсу уравнения неразрывности, Навье–Стокса и энергии. Для решения уравнений Навье–Стокса применен алгоритм SIMPLE, а для учета турбулентности в системе смазки — двухпараметрическая модель турбулентности $k-\epsilon$.

В целях учета влияния изменения вязкости масла на его расход при варьировании температуры использована номограмма для масла SAE60, плотность которого была постоянной и составляла 900 кг/м^3 . Расчет проведен при температуре масла на входе в подшипниковый узел турбокомпрессора $100 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении 500 кПа .

Для имитации реальных условий нагрева масла в узле подшипников использованы следующие температурные граничные условия: КП в зоне посадки втулки РП со стороны турбины — $140 \text{ }^\circ\text{C}$, КП в зоне посадки втулки РП со стороны компрессора — $120 \text{ }^\circ\text{C}$, внутренняя

стенка КП со стороны ТС — $200 \text{ }^\circ\text{C}$, маслоподводящие каналы в КП — $120 \text{ }^\circ\text{C}$; вал ротора — $120 \text{ }^\circ\text{C}$ [11].

В результате установлено, что расход масла через осевой подшипник практически не изменяется и составляет $1,15 \text{ кг/мин}$ при варьировании зазора в пределах $0,600 \dots 0,697 \text{ мм}$. Деформации втулок РП и использование маслораспределительной канавки в нем также не оказывают влияния на расход масла, поступающего на осевой подшипник.

Зависимости расхода масла от зазора между втулками РП и КП приведены на рис. 10.

Анализ полученных результатов показал, что расход масла через зазор Δ_3 больше, чем через зазор Δ_2 . Таким образом, к втулке, которая находится со стороны турбины, подводится большее количество масла, а поскольку она расположена рядом с ТС, этот факт является положительным. В конструкции с маслораспределительной канавкой (см. рис. 10, кривые 3 и 4) расход масла выше, чем без нее (кривые 1 и 2). При этом с ростом зазоров между втулками РП и КП увеличивается расход масла, поступающий к подшипникам турбокомпрессора.

Согласно уравнению Дарси–Вейсбаха [12], коэффициент гидравлического сопротивления

$$\xi = \frac{2\Delta p \rho F^2}{G_M^2},$$

где Δp — потери давления, Па; ρ — плотность масла, кг/м^3 ; F — площадь зазоров РП, м^2 ; G_M — расход масла, кг/с .

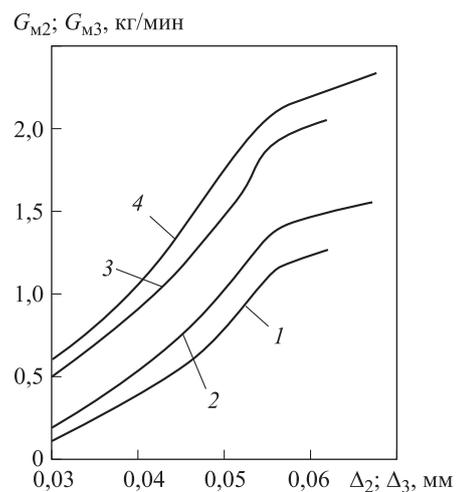


Рис. 10. Зависимости:

1 и 3 — расхода масла G_{M2} через втулку со стороны компрессора РП от зазора Δ_2 в конструкции без канавки и с ней; 2 и 4 — расхода масла G_{M3} через втулку со стороны турбины РП от зазора Δ_3 в конструкции без канавки и с ней

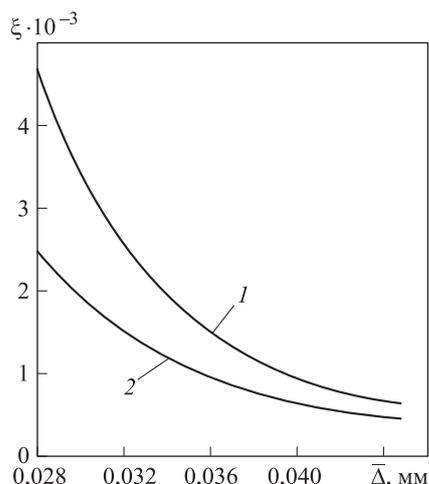


Рис. 11. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ от среднеинтегрального зазора РП $\bar{\Delta}$ в конструкции без маслораспределительной канавки (1) и с ней (2)

Кроме того, для исследуемых вариантов зазоров РП были определены гидравлические сопротивления. Параметр F для конструкции без маслораспределительной канавки вычислялся как сумма площадей наружных и внутренних зазоров втулок РП, а также площадей восьми каналов, просверленных во втулках этого подшипника для подвода масла во внутренний зазор. Для конструкции с маслораспределительной канавкой добавлялась площадь двух канавок.

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ от среднеинтегрального зазора РП $\bar{\Delta}$ приведена на рис. 11.

С ростом зазора в РП турбокомпрессора ТКР7 уменьшаются гидравлические сопротивления, что приводит к увеличению расхода масла. В конструкции с маслораспределительной канавкой сопротивления ниже, особенно при небольших значениях зазоров. Начиная с $\bar{\Delta} = 0,038$, наблюдается сближение кривых гидравлических сопротивлений и повышение расхода масла в конструкции без канавки. Для РП без маслораспределительной канавки оптимальными вариантами являются зазоры между втулками и КП, равные 0,050 и 0,055 мм.

На основании анализа результатов расчета можно утверждать, что в турбокомпрессоре исследуемой размерности следует применять РП без маслораспределительной канавки с относительными наружными зазорами РП $2\bar{\Delta}/D$ (D — наружный диаметр втулки РП), равными 0,0069 и 0,0063, позволяющими достичь оптимального теплового состояния узла подшипников.

Выводы

1. Проведено численное моделирование газодинамики в проточных частях КС и ТС турбокомпрессора ТКР7, а также теоретическое и экспериментальное исследования расхода масла, теплового и напряженно-деформированного состояний в его подшипниковом узле.
2. Полученные результаты можно использовать при проектировании новых ступеней и узлов турбокомпрессоров.

Литература

- [1] Солнцев Д.М., Шестаков Д.С. *Турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания: атлас конструкций*. Екатеринбург, УГТУ-УПИ, 2007. 308 с.
- [2] Луцко В.А., Никишин В.Н. Наддув поршневого двигателя внутреннего сгорания и механические потери. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2011, № 4, с. 171–176.
- [3] Gureev V.M., Khayrullin A.Kh., Gureev M.V., Khasanov R.R., Salakhov R.R., Varlamov F.A. Experimental studies of impact of exhaust gas recirculation on the effective operation in heavy augmented diesel engine. *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, 2016, no. 9(1S), pp. 122–130. URL: <http://jfas.info/index.php/jfas/article/view/2305/1239>.
- [4] Khasanov R.R., Gureev V.M., Khairullin A.Kh. Numerical Studies of Gas-Dynamic Characteristics in a Compressor of a Turbocharger of the Transport Diesel. *Applied Mechanics and Materials*, 2015, vol. 698, pp. 649–654.
- [5] Хасанов Р.Р., Гуреев В.М., Губин С.Д., Хайруллин А.Х., Салахов Р.Р., Луцко В.А. Численное исследование газодинамических характеристик компрессорной ступени турбокомпрессора. *Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева*, 2014, № 3, с. 86–92.
- [6] Хасанов Р.Р., Хайруллин А.Х., Гуреев В.М. Численное и экспериментальное исследование газодинамических процессов в турбокомпрессоре автомобильного дизеля. *Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт*, 2015, № 5(165), с. 71–74.

- [7] Болдырев А.В. Численное моделирование трехмерных турбулентных течений вязкой несжимаемой жидкости в лопастных машинах. Автореф. дис. ... канд. техн. наук, Казань, 2009. 19 с.
- [8] Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. Санкт-Петербург, БГТУ, 2001. 108 с.
- [9] Podevin P., Clenci A., Descombes G. Influence of the lubricating oil pressure and temperature on the performance at low speeds of a centrifugal compressor for an automotive engine. *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, pp. 194–201.
- [10] Podevin P., Deligant M., Clenci A., Descombes G. Turbocharger characteristics at low speed and experimental measurements of friction losses. *Scientific Bulletin of faculty of mechanics and technology of University of Pitesti*, 2011, no. 22(1), pp. 90–107.
- [11] Луцко В.А., Никишин В.Н. Экспериментальное и расчетное исследование теплового состояния турбокомпрессора автомобильного дизеля. *Грузовик*, 2014, № 7, с. 29–32.
- [12] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 672 с.

References

- [1] Solntsev D.M., Shestakov D.S. *Turbokompressory dlia nadduva dvigatelei vnutrennego sgoraniia: atlas konstruktssii* [Turbochargers for supercharged internal combustion engines]. Ekaterinburg, UGTU-UPI publ., 2007. 308 p.
- [2] Lushcheko V.A., Nikishin V.N. Nadduv porshneвого dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia i mekhanicheskie poteri [Supercharge internal combustion engine]. *Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2011, no. 4, pp. 171–176.
- [3] Gureev V.M., Khayrullin A.Kh., Gureev M.V., Khasanov R.R., Salakhov R.R., Varlamov F.A. Experimental studies of impact of exhaust gas recirculation on the effective operation in heavy augmented diesel engine. *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, 2016, no. 9(1S), pp. 122–130. Available at: <http://jfas.info/index.php/jfas/article/view/2305/1239>.
- [4] Khasanov R.R., Gureev V.M., Khairullin A.Kh. Numerical Studies of Gas-Dynamic Characteristics in a Compressor of a Turbocharger of the Transport Diesel. *Applied Mechanics and Materials*, 2015, vol. 698, pp. 649–654.
- [5] Khasanov R.R., Gureev V.M., Gubin S.D., Khairullin A.Kh., Salakhov R.R., Lushcheko V.A. Chislennoe issledovanie gazodinamicheskikh kharakteristik kompressornoi stupeni turbokompressora [Numerical study of gas-dynamic characteristics of the compressor stage of the turbocharger]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva* [Proceedings of Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev]. 2014, no. 3, pp. 86–92.
- [6] Khasanov R.R., Khairullin A.Kh., Gureev V.M. Chislennoe i eksperimental'noe issledovanie gazodinamicheskikh protsessov v turbokompressore avtomobil'nogo dizelia [Numerical and experimental study of gas-dynamic processes in turbo diesel engines]. *Energo- i resursoberezhenie: promyshlennost' i transport* [Energy and resource saving in industry and transport]. 2015, no. 5(165), pp. 71–74.
- [7] Boldyrev A.V. *Chislennoe modelirovanie trekhmernykh turbulentnykh techenii viazkoi neszhimaemoi zhidkosti v lopastnykh mashinakh*. Diss. kand. tekhn. nauk [Three-dimensional numerical simulation of turbulent viscous incompressible fluid flow in centrifugal machines. Cand. tech. sci. diss.]. Kazan, 2009. 19 p.
- [8] Belov I.A., Isaev S.A. *Modelirovanie turbulentnykh techenii* [Simulation of turbulent flows]. Sankt-Petersburg, BGTU publ., 2001. 108 p.
- [9] Podevin P., Clenci A., Descombes G. Influence of the lubricating oil pressure and temperature on the performance at low speeds of a centrifugal compressor for an automotive engine. *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, pp. 194–201.
- [10] Podevin P., Deligant M., Clenci A., Descombes G. Turbocharger characteristics at low speed and experimental measurements of friction losses. *Scientific Bulletin of faculty of mechanics and technology of University of Pitesti*, 2011, no. 22(1), pp. 90–107.

- [11] Lushcheko V.A., Nikishin V.N. Eksperimental'noe i raschetnoe issledovanie teplovogo sostoianiia turbokompressora avtomobil'nogo dizelia [Experimental investigation and extended simulation of automobile turbocharger thermal state]. *Gruzovik* [Truck]. 2014, no. 7, pp. 29–32.
- [12] Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniiam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1992. 672 p.

Статья поступила в редакцию 19.09.2017

Информация об авторах

ЛУЩЕКО Василий Александрович (Казань) — кандидат технических наук, инженер кафедры «Теплотехника и энергетическое машиностроение». КНИТУ им. А.Н. Туполева — КАИ (420111, Казань, Российская Федерация, ул. Карла Маркса, д. 10, e-mail: luvasiliy@yandex.ru).

ХАСАНОВ Раиль Рауфович (Казань) — научный сотрудник кафедры «Теплотехника и энергетическое машиностроение». КНИТУ им. А.Н. Туполева — КАИ (420111, Казань, Российская Федерация, ул. Карла Маркса, д. 10, e-mail: qazan7@yandex.ru).

ХАЙРУЛЛИН Азат Хативович (Казань) — научный сотрудник кафедры «Теплотехника и энергетическое машиностроение». КНИТУ им. А.Н. Туполева — КАИ (420111, Казань, Российская Федерация, ул. Карла Маркса, д. 10, e-mail: azat-meh@mail.ru).

ГУРЕЕВ Виктор Михайлович (Казань) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теплотехника и энергетическое машиностроение». КНИТУ им. А.Н. Туполева — КАИ (420111, Казань, Российская Федерация, ул. Карла Маркса, д. 10, e-mail: viktor.gureev@kai.ru).

Information about the authors

LUSHCHEKO Vasily Aleksandrovich (Kazan) — Candidate of Science (Eng.), Engineer, Department of Heat and Power Engineering. Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev — KAI (420111, Kazan, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 10, e-mail: luvasiliy@yandex.ru).

KHASANOV Rail Raufovich (Kazan) — Researcher. Department of Heat and Power Engineering. Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev — KAI (420111, Kazan, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 10, e-mail: qazan7@yandex.ru).

KHAIRULLIN Azat Khativovich (Kazan) — Researcher. Department of Heat and Power Engineering. Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev — KAI (420111, Kazan, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 10, e-mail: azat-meh@mail.ru).

GUREEV Viktor Mikhailovich (Kazan) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Heat and Power Engineering. Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev — KAI (420111, Kazan, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 10, e-mail: viktor.gureev@kai.ru).