

# Машиностроение и машиноведение

УДК 621.82; 536.2; 621.515

## Оценка осевой силы при оптимизации конструкции упорного подшипника турбокомпрессора\*

В.С. Худяков, Е.А. Задорожная

Южно-Уральский государственный университет

## Estimation of axial force in turbocharger thrust bearing design optimization

V.S. Hudyakov, E.A. Zadorozhnaya

South Ural State University

Турбокомпрессоры — важные компоненты современных двигателей внутреннего сгорания, которые обеспечивают значительное увеличение мощности и эффективности. С повышением их производительности возрастает механическая нагрузка, действующая на элементы конструкции, в том числе и в осевом направлении. В связи с этим возникает задача оценки эффективности современных методов расчета осевой нагрузки. Выполнены оценка методов определения осевой нагрузки, действующей на упорный подшипник турбокомпрессора, и оптимизация конструкции трибосопряжений для достижения наилучших гидромеханических характеристик. При расчете осевых сил, действующих на ротор, использован аналитический метод контрольного объема, а также численное моделирование в коммерческом программном комплексе ANSYS Fluent. Показано, что эти методы допустимы для оценки осевой силы. Проведены параметрические исследования упорного подшипника с помощью ранее разработанного программного обеспечения. При изменении геометрических характеристик выявлены определенные зависимости, и определена наиболее эффективная конфигурация конструкции.

EDN: MOZQRW, <https://elibrary/mozqrw>

**Ключевые слова:** упорный подшипник, осевая сила, турбокомпрессор, гидромеханические характеристики

Turbochargers are extremely important components of modern internal combustion engines, which provide a significant increase in power and efficiency. As their productivity increases, the mechanical load acting on the structural elements increases, including in the axial direction. In this regard, the problem of assessing the effectiveness of modern methods for calculating axial load arises. The purpose of this work is to assess the methods for determining the axial load acting on the turbocharger thrust bearing and optimize the design of tribounits to achieve the best hydromechanical characteristics. When calculating the axial

\* Работа выполнена в рамках научного проекта «Разработка и практическое внедрение программного обеспечения для создания цифровых двойников средне- и высокооборотных дизелей специального транспорта», выполняемого ПИИШ двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», ЮУрГУ (НИУ).

forces acting on the rotor, two methods were used: the analytical method of the control volume and the method of numerical simulation. Numerical simulation was carried out in the commercial software package ANSYS Fluent. In the work, conclusions are made on the applicability of these methods in assessing the axial force, and parametric studies of the thrust bearing design are performed in the software developed by the authors. When changing the geometric characteristics, certain dependencies are revealed and the most effective configuration of the design is determined.

EDN: MOZQRW, <https://elibrary/mozqrw>

**Keywords:** thrust bearing, axial force, turbocharger, hydromechanical characteristics

Одним из важнейших компонентов современного двигателя внутреннего сгорания является турбокомпрессор (ТКР), обеспечивающий двигателю повышение мощности и топливной экономичности, а также снижение массы и габаритных размеров [1–3]. Современные запросы потребителей диктуют тенденции совершенствования конструкции ТКР с целью повышения его эффективности, экологичности, надежности и расширения диапазонов эксплуатации [4–7].

Подшипники скольжения, как опорные узлы ТКР, оказывают непосредственное влияние на его надежность, долговечность и производительность. Конструкция трибосопряжений должна не только выдерживать осевые и радиальные нагрузки, возникающие в процессе эксплуатации, но и обеспечивать оптимальные потери мощности на трение в смазочном слое [8]. В упорном же подшипнике скольжения (далее УП) потери мощности на трение могут составлять треть суммарных потерь в подшипниках ТКР даже без приложения осевой нагрузки [9]. В то же время УП оказывает значительное влияние на траекторию и амплитуду колебаний ротора, разница пиковых значений которой может достигать 32 % [10].



Рис. 1. Внешний вид изношенного УП

Эксплуатационные характеристики УП существенно зависят от чистоты и качества смазочного материала, а также от давления подачи смазки. Низкое качество моторного масла приводит к снижению смазочных свойств, нарушению масляного клина и преждевременному изнашиванию поверхностей трения УП. В свою очередь, недостаточное давление подачи смазки увеличивает потери мощности на трение и износ [11]. Также на износ УП существенно влияют осевые нагрузки со стороны турбины и компрессора. Внешний вид изношенного УП показан на рис. 1.

Методам оценки осевых сил, действующих на УП ТКР, посвящено много работ, где предложены различные аналитические, экспериментальные и численные подходы.

В статье [12] приведены результаты аналитического и экспериментального исследований по прогнозированию осевой нагрузки, действующей на УП ТКР. Чтобы определить осевую силу, на испытательном стенде измеряли деформацию УП в зависимости от нагрузки, учитывая не только механическую деформацию УП, но и тепловую. Авторы планируют использовать результаты исследования для оптимизации конструкции трибосопряжения с целью снижения механических потерь мощности на трение и повышения энергоэффективности ТКР.

Работа [13] посвящена новой экспериментальной методике измерения осевой нагрузки, действующей на ротор ТКР. Измерения выполняли с помощью датчика силы, что позволило нивелировать проблемы повторяемости измерения или нулевого перемещения. Сравнение результатов эксперимента с данными численного моделирования показало, что ошибка измерений не превышает 8,17 %. Установлено, что при одной и той же частоте вращения ротора с уменьшением массового расхода рабочего тела (РТ) увеличивается осевая нагрузка на компрессор, а с его повышением — осевая нагрузка на турбину. Наиболее нагруженными областями

ми являлись задняя поверхность диска и ступица рабочих колес (РК), что подтверждено в работе других авторов [14].

В исследовании [15] выполнено сравнение данных, полученных различными аналитическими методами оценки осевой нагрузки, действующей на компрессор, с результатами численного моделирования и эксперимента. Отмечено, что результаты численного моделирования занижают осевую силу на 26...58 %. Аналитические методы зачастую дают большую погрешность в оценке осевой силы и требуют данных, которые недоступны на первичных этапах проектирования турбоагрегата. Для оценки осевой силы, действующей на ротор компрессора, предложен гибридный метод, показывающий погрешность не более 13 % по сравнению с экспериментом.

Цель работы — оценка методов определения осевой нагрузки, действующей на УП ТКР, и выбор наиболее оптимальной конструкции трибосопряжений для достижения наилучших гидромеханических характеристик.

**Численная методика определения газодинамических осевых сил.** В качестве объекта исследования выступал ротор турбокомпрессора Д-160, внешний вид которого показан на рис. 2. Диаметр РК турбины — 160 мм, диаметр РК компрессора — 170 мм. Режим эксплуатации соответствовал частоте вращения ротора  $50\,500\text{ мин}^{-1}$ .

Для расчета газодинамических сил созданы неструктурированные тетраэдрические сеточные модели компрессора и турбины (рис. 3).

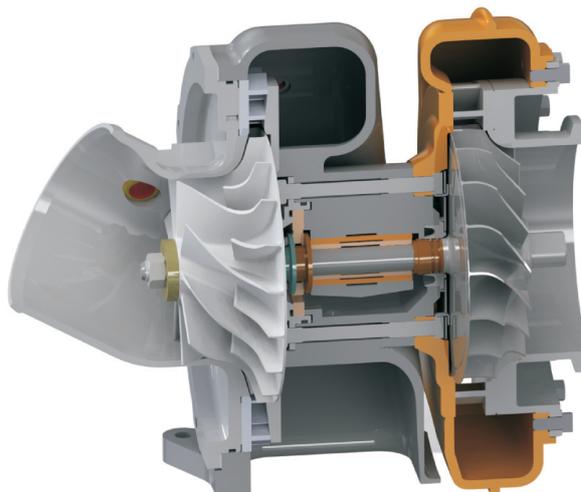


Рис. 2. Внешний вид ротора Д-160

Входные и выходные границы вытягивали на восемь собственных диаметров для обеспечения полностью развитого и стабильного потока в расчетной области. Количество ячеек составляло 9,4...10,5 млн. Максимальный размер ячеек не превышал 9,8 мм, минимальный — 0,003 мм.

РТ компрессора являлся сухой воздух, РТ турбины — отработавшие газы. Свойства РТ приведены в работе [16].

Моделирование выполняли в коммерческом программном комплексе ANSYS Fluent. На входной границе в турбину задавали расход РТ 0,7225 кг/с, а на выходной — давление — 1 атм. Температура отработавших газов в корпусе эквивалентна 678 К. На входной границе компрессора задавали давление 1 атм и температуру 293 К, на выходной — давление 2,25 атм и

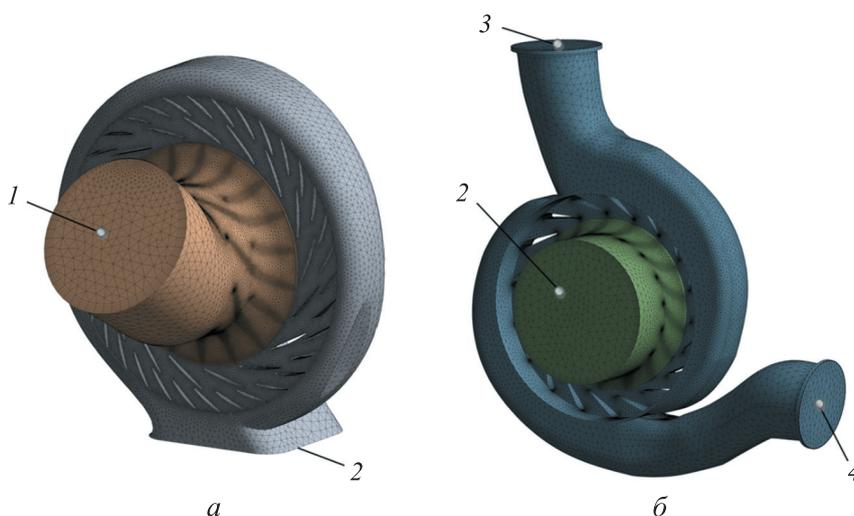


Рис. 3. Расчетные сеточные модели компрессора (а) и турбины (б): 1 и 2 — входная и выходная границы; 3 и 4 — первая и вторая входные границы

температуру 458 К. Настройки решателя и выбор физических моделей описаны в работе [17].

**Аналитические методы определения газодинамических осевых сил.** Для аналитического расчета осевых сил, действующих на ротор ТКР, использовали метод контрольного объема, предложенный в работе [18]. Метод показывает хорошую согласованность с результатами численного расчета, погрешность результатов составляет менее 10 %. Из допущений можно выделить, что поток является стационарным, а вязкость на стенках контрольного объема — пренебрежимо малой. Согласно этому методу, осевую силу, действующую на РК компрессора, можно разделить на четыре составляющие  $F_{1C}$ ,  $F_{2C}$ ,  $F_{3C}$  и  $F_{4C}$  (рис. 4).

Сила, действующая на входную поверхность РК компрессора, вычисляется как

$$F_{1C} = A_1 p_1 = \frac{\pi p_1 D_1^2}{4},$$

где  $A_1$  — площадь входного сечения компрессора;  $p_1$  — давление РТ на входе в компрессор;  $D_1$  — входной диаметр компрессора.

Сила, действующая на поверхность бандажа компрессора, определяется следующим выражением:

$$F_{2C} = A_s \left( \frac{p_1 + p_{2*}}{2} \right) = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} \left( \frac{p_1 + p_{2*}}{2} \right),$$

где  $A_s$  — площадь проекции поверхности бандажа РК компрессора в осевом направлении;  $p_{2*}$  — давление РТ на выходе из компрессора;  $D_2$  — выходной диаметр компрессора.

Сила импульса, действующая на поверхность РК компрессора, имеет вид

$$F_{3C} = \frac{Q_{mC} R T_1}{p_1 A_1},$$

где  $Q_{mC}$  — массовый расход РТ;  $R$  — газовая постоянная;  $T_1$  — температура воздуха на входе в компрессор.

Сила, действующая на заднюю поверхность РК компрессора, рассчитывается как

$$F_{4C} = A_{bfc} p_{2*} = \frac{\pi(D_2^2 - D_r^2)}{4} p_{2*},$$

где  $A_{bfc}$  — площадь задней поверхности РК компрессора;  $D_r$  — диаметр ротора.

Тогда результирующая сила, действующая на РК компрессора, определяется следующим образом:

$$F_{CW} = F_{1C} + F_{2C} + F_{3C} - F_{4C}.$$

Аналогичным образом рассчитывается сила, действующая на РК турбины:

$$F_{TW} = -F_{1T} - F_{2T} - F_{3T} + F_{4T},$$

где  $F_{1T}$  и  $F_{4T}$  — сила, действующая на входную и заднюю поверхность РК турбины;  $F_{2T}$  — сила, действующая на поверхность бандажа турбины;  $F_{3T}$  — сила импульса, действующая на поверхность РК турбины.

Таким образом, осевая сила, действующая на ротор ТКР, определяется как

$$F_{Tax} = F_{CW} + F_{TW}.$$

По результатам аналитического расчета получены следующие составляющие осевой силы:

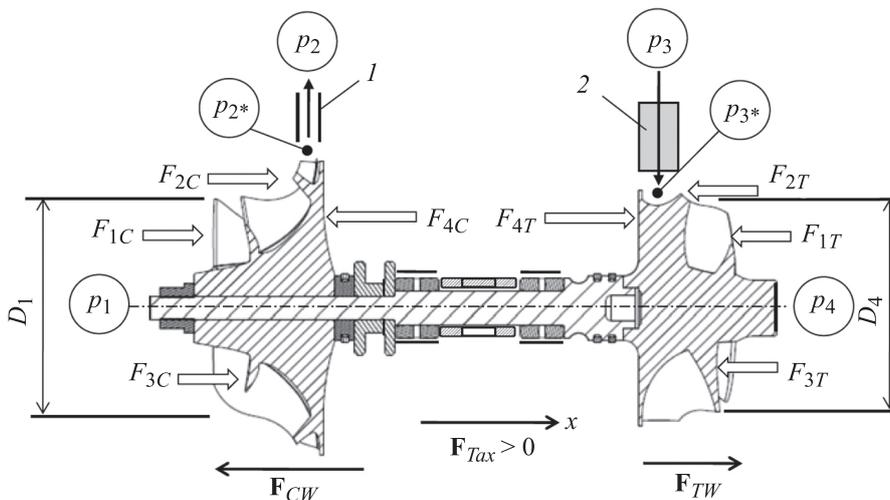


Рис. 4. Схема расчета осевых сил, действующих на ротор ТКР:  
1 — диффузор; 2 — диффузор с варьируемой геометрией

- для РК компрессора

$$F_{1C} = 1108 \text{ Н}; F_{2C} = 2518 \text{ Н}; F_{3C} = 45,4 \text{ Н}; \\ F_{4C} = 7292 \text{ Н}; F_{CW} = -3620 \text{ Н};$$

- для РК турбины

$$F_{1T} = 1450 \text{ Н}; F_{2T} = 2755 \text{ Н}; F_{3T} = 18,3 \text{ Н}; \\ F_{4T} = 6394 \text{ Н}; F_{TW} = 2171 \text{ Н}.$$

Осевая сила, действующая на ротор ТКР,  $F_{Tax} = -1449 \text{ Н}$ . Отрицательное значение указывает на преобладание осевой силы со стороны турбины.

**Параметрические исследования конструкции УП.** Расчет проводился в квазистатической постановке с использованием ранее разработанного программного обеспечения [19]. Принцип расчета заключался в постепенном уменьшении начального зазора в УП и определении несущей способности  $W$ , которую сравнивали с вычисленной осевой нагрузкой. При этом определялись следующие гидромеханические характеристики трибосопряжения: температуру в смазочном слое  $T$ , расход смазки в радиальном  $Q_r$  и окружном  $Q_\phi$  направлениях, потери мощности на трение  $N$  и максимальное гидродинамическое давление  $p_{max}$ .

Расчет прекращался при достижении равенства несущей способности и заданной осевой нагрузки или при получении минимальной разницы их значений.

Рабочая поверхность УП образована шестью колодками с рабочими площадками, разделенными радиальными канавками. Каждая колодка УП (рис. 5) содержала наклонную (с углом охвата  $\theta_1$ ) и горизонтальную (с углом охвата  $\theta_2$ ) части. Полный охват колодки  $\theta$  варьировали в диапазоне 49...54°. Угол наклонной колодки принимали равным 20°. Внутренний радиус  $r_1 = 11,7 \text{ мм}$ , внешний радиус  $r_2 = 19 \text{ мм}$ .

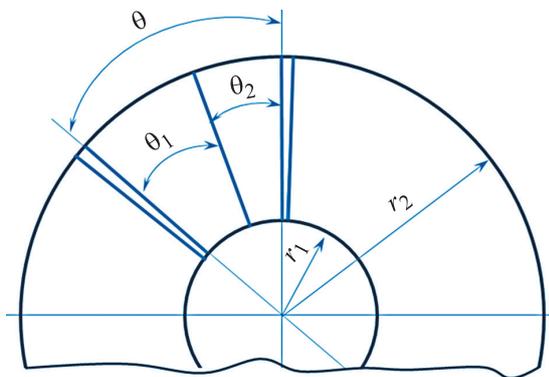


Рис. 5. Схема колодки УП

Таблица 1

Параметры вариантов конструкции УП

Вариант	Угол охвата колодки, $\theta$ , град	Ширина канавки на среднем радиусе $b_k$ , мм	Отношение углов охвата колодки $\delta$
1	49,230	10,770	2,0
2			2,5
3			3,0
4			3,5
5	52,470	7,530	2,0
6			2,5
7			3,0
8			3,5
9	54,615	5,385	2,0
10			2,5
11			3,0
12			3,5

Для расчета приняты следующие входные параметры: частота вращения ротора — 50 500  $\text{мин}^{-1}$ ; избыточное давление подачи смазки — 0,5 МПа; температура подачи смазки — 90 °С. В качестве РТ выступало моторное масло 5W40 по SAE.

Параметры вариантов конструкции УП приведены в табл. 1, где  $\delta$  — отношение угла охвата колодки к углу охвата ее горизонтальной части,  $\delta = \theta/\theta_2$ .

**Результаты исследования.** Результаты исследования (РИ) — значения осевой силы, действующей на УП, полученные путем аналитического расчета, численного моделирования и эксперимента, — приведены в табл. 2. Там же для сравнения указаны аналогичные данные, взятые из работ других авторов.

Как следует из табл. 2, значения осевой силы значительно различаются в зависимости от выбранного метода исследования, режима эксплуатации и диаметра РК ТКР. При этом наблюдается пятикратное различие между результатами аналитического и численного исследования. Некоторыми авторами отмечено, что аналитический метод контрольного объема хорошо прогнозирует осевую силу при низкой частоте вращения ротора и отсутствии учета утечек, в других случаях значения могут отличаться друг от друга на 50...85 %.

Таблица 2

Значения осевой силы, действующей на УП

Источник данных	Режим эксплуатации, мин <sup>-1</sup>	Диаметр РК ТКР, мм	Осевая сила, Н, при исследовании		
			аналитическом	численном	экспериментальном
[13]	90 000	84...93	–	183	200
[20]	1200	–	–60	–	–83
[21]	100 000	96...102	–4540	–	–
[22]	24 000	–	–	280	289
РИ	50 500	160...170	–1449	–244	–

Таблица 3

Результаты расчета вариантов УП при зазоре  $h_{УП} = 9$  мкм и различных значениях угла охвата колодки  $\theta$

Вариант	$\theta$ , град	$W$ , Н	$T$ , °С	$N$ , Вт	$Q_r \cdot 10^4$ , м <sup>3</sup> /с	$Q_\phi \cdot 10^2$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{\max}$ , МПа
1	49,230	3640	122,8	5363	–0,76	1,06	77,4
2		3881	121,6	5342	–0,97	1,10	154,0
3		3938	119,8	5268	–1,07	1,15	242,0
4		3881	121,6	5342	–0,97	1,10	154,0
5	52,470	3684	123,6	5735	–0,83	1,11	91,3
6		3867	122,1	5713	–1,03	1,16	199,0
7		3888	119,5	5487	–1,12	1,21	270,0
8		3837	116,9	5199	–1,17	1,26	262,0
9	54,615	3698	124,2	5989	–0,88	1,14	102,0
10		3838	122,2	5942	–1,06	1,20	226,0
11		3825	119,2	5666	–1,15	1,26	264,0
12		3753	116,0	5229	–1,20	1,30	226,0

В методе контрольного объема также существует допущение о постоянном давлении в области за задней поверхностью РК, которое не подтверждается численными расчетами и данными из работ других авторов [15]. Это допущение приводит к завышенному значению давления на задней поверхности РК и, соответственно, осевой силы. Отсутствие учета вязкостных сил в методе контрольного объема сказывается незначительно на оценке осевой силы, так как они составляют не более 2,5 % общего значения.

Таким образом, можно заключить, что аналитический метод контрольного объема допустим к использованию, но следует учитывать, что он многократно завышает осевую силу, а для полноценного сравнения не хватает экспериментальных данных.

Ориентируясь на значение расчетной осевой силы, можно перейти к результатам моделиро-

вания УП ТКР. Результаты расчета вариантов колодки при зазоре  $h_{УП} = 9$  мкм и различных значениях угла охвата  $\theta$  приведены в табл. 3.

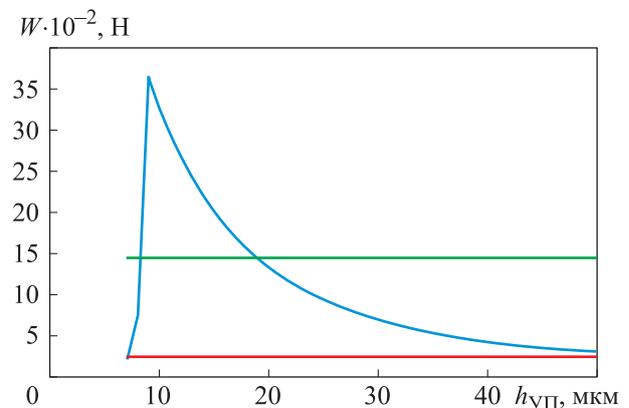


Рис. 6. Зависимости несущей способности УП  $W$  от зазора УП  $h_{УП}$ , полученные путем параметрического исследования (—), численным (—) и аналитическим (—) методами

С ростом угла охвата несущая способность увеличивается, но и потери на трение возрастают на 6...11 %. Наибольшая несущая способность достигается при угле охвата  $\theta = 49,23^\circ$  и отношении  $\delta = 3$ . Минимально допустимый зазор  $h_{\text{УП}} = 9$  мкм, после которого наблюдается «срыв» несущей способности.

Сравнение несущей способности УП в зависимости от зазора с осевыми силами, полученными разными методами, приведены на рис. 6.

## Выводы

1. Проведено исследование оценки методов определения осевой нагрузки, действующей на УП ТКР, и сделан выбор наиболее оптимальной конструкции трибосопряжения для достижения наилучших гидромеханических характеристик.

2. Анализ полученных результатов выявил существенную разницу между данными, полученными путем аналитического расчета и численного моделирования. Показано, что аналитический метод контрольного объема является допустимым, так как является более простым и

быстрым при оценке осевой нагрузки, но из-за допущений может значительно завышать ее значение. Для полноценного сравнения адекватности методов не хватает экспериментальных данных, а в научной литературе не удалось найти источников, где присутствуют все указанные методы исследования.

3. Выполнено параметрическое исследование УП, по результатам которого выявлены следующие зависимости:

- с ростом угла охвата колодки несущая способность увеличивается, но и потери мощности на трение возрастают на 6...11%;
- наибольшая несущая способность достигается при угле охвата  $49,23^\circ$  и отношении  $\delta = 3$ ;
- минимально допустимый зазор УП во всех рассмотренных вариантах эквивалентен 9 мкм, после которого наблюдается «срыв» несущей способности.

4. Дальнейшие исследования будут посвящены определению влияния УП на динамику ротора ТКР, а также оценке изменения его гидромеханических характеристик вследствие перекоса.

## Литература

- [1] Kirk R.G., Alsaeed A.A., Gunter E.J. Stability analysis of a high-speed automotive turbocharger. *Tribol. Trans.*, 2007, vol. 50, no. 3, pp. 427–434, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000701476908>
- [2] Yang J., Gao Y., Liu Z. et al. A method for modeling and analyzing the rotor dynamics of a locomotive turbocharger. *Nonlinear Dyn.*, 2016, vol. 84, no. 1, pp. 287–293, doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-015-2497-z>
- [3] Wang L., Bin G., Li X. et al. Effects of floating ring bearing manufacturing tolerance clearances on the dynamic characteristics for turbocharger. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2015, vol. 28, pp. 530–540, doi: <https://doi.org/10.3901/CJME.2015.0319.034>
- [4] Fenely A., Pesiridis A., Andwari A. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting — a review. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2017, vol. 71, pp. 959–975, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.125>
- [5] Ying G., Meng G., Jing J. Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation. *Arch. Appl. Mech.*, 2009, vol. 79, no. 4, pp. 287–299, doi: <https://doi.org/10.1007/s00419-008-0228-3>
- [6] Cao Z., Guo H., Cheng Z. et al. Nonlinear dynamics characteristics of a tilting pad journal bearing supported turbocharger. *Nonlinear Dyn.*, 2024, vol. 112, no. 19, pp. 16941–16961, doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-024-09948-3>
- [7] Zhang Y., Wang W., Wei D. et al. Dynamic stability of unbalance induced vibration in a turbocharger rotor-bearing system with the nonlinear effect of thermal turbulent lubricating fluid film. *J. Sound Vib.*, 2022, vol. 528, art. 116909, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.116909>
- [8] Elzahaby A.M., El-Agouz S.A., Nemnem A.F. et al. Investigation of the axial rotor thrust in centrifugal compressors. *J. Eng. Res.*, 2019, vol. 3, pp. 11–18.
- [9] Luddecke B., Nitschke P., Dietrich M. et al. Unsteady thrust force loading of a turbocharger rotor during engine operation. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2016, vol. 138, no. 1, art. 012301, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4031142>

- [10] Mutra R.R., Srinivas J., Reddy D.M. et al. Dynamic and stability comparison analysis of the high-speed turbocharger rotor system with and without thrust bearing via machine learning schemes. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2024, vol. 46, no. 5, art. 3016, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-024-04892-0>
- [11] Dziubak T., Karzewski M. Operational malfunctions of turbochargers — reasons and consequences. *Combustion Engines*, 2016, vol. 164, no. 1, pp. 13–21, doi: <https://doi.org/10.19206/CE-116484>
- [12] Lee I., Hong S., Kim Y. et al. Prediction of axial thrust load under turbocharger operating conditions. *Trans. Korean Soc. Automot. Eng.*, 2016, vol. 24, no. 6, pp. 642–648, doi: <https://doi.org/10.7467/ksae.2016.24.6.642>
- [13] Wang C., Yan R., Ding Z. et al. Experimental and simulation study on axial force variation of turbocharger. *Acta Armamentarii*, 2023, vol. 44, no. 1, pp. 307–315, doi: <https://doi.org/10.12382/bgxb.2022.0045>
- [14] Gjika K., LaRue G.D. Axial load control on high-speed turbochargers: test and prediction. *ASME Turbo Expo*, 2008, pp. 705–712, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2008-50756>
- [15] Tianen J., Jaatinen-Varri A., Gronman A. et al. Validation of the axial thrust estimation method for radial turbomachines. *Int. J. Rotating Mach.*, 2021, doi: <https://doi.org/10.1155/2021/6669193>
- [16] Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи*. Москва, Энергия, 1977. 344 с.
- [17] Задорожная Е.А., Худяков В.С., Сибиряков С.В. и др. Определение теплового состояния элементов турбокомпрессора поршневого двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 10, с. 11–25, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-11-25>
- [18] Nguyen-Scafer H. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Springer, 2015. 362 p.
- [19] Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Чернейко С.В. Модель расчета упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием несущей поверхности. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Математическое моделирование и программирование*, 2015, т. 8, № 1, с. 5–23, doi: <https://doi.org/10.14529/mmp150101>
- [20] Thiyagarajan J., Halldorf E., Fridh J. Transient thrust forces on a twin scroll turbocharger. *ASME Turbo Expo*, 2017, art. V008T26A009, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2017-63658>
- [21] Mishra H.P., Behera S.K. Design of herringbone grooved thrust bearing for locomotive turbocharger rotor. *Eng. Res. Express*, 2024, vol. 6, no. 2, art. 025558, doi: <https://doi.org/10.1088/2631-8695/ad5303>
- [22] Дадаев С.Г. *Нестационарные модели газодинамических подшипников со спиральными канавками*. Ч. 2. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2000. 231 с.

## References

- [1] Kirk R.G., Alsaeed A.A., Gunter E.J. Stability analysis of a high-speed automotive turbocharger. *Tribol. Trans.*, 2007, vol. 50, no. 3, pp. 427–434, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000701476908>
- [2] Yang J., Gao Y., Liu Z. et al. A method for modeling and analyzing the rotor dynamics of a locomotive turbocharger. *Nonlinear Dyn.*, 2016, vol. 84, no. 1, pp. 287–293, doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-015-2497-z>
- [3] Wang L., Bin G., Li X. et al. Effects of floating ring bearing manufacturing tolerance clearances on the dynamic characteristics for turbocharger. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2015, vol. 28, pp. 530–540, doi: <https://doi.org/10.3901/CJME.2015.0319.034>
- [4] Fenely A., Pesiridis A., Andwari A. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting — a review. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2017, vol. 71, pp. 959–975, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.125>
- [5] Ying G., Meng G., Jing J. Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation. *Arch. Appl. Mech.*, 2009, vol. 79, no. 4, pp. 287–299, doi: <https://doi.org/10.1007/s00419-008-0228-3>
- [6] Cao Z., Guo H., Cheng Z. et al. Nonlinear dynamics characteristics of a tilting pad journal bearing supported turbocharger. *Nonlinear Dyn.*, 2024, vol. 112, no. 19, pp. 16941–16961, doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-024-09948-3>

- [7] Zhang Y., Wang W., Wei D. et al. Dynamic stability of unbalance induced vibration in a turbocharger rotor-bearing system with the nonlinear effect of thermal turbulent lubricating fluid film. *J. Sound Vib.*, 2022, vol. 528, art. 116909, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.116909>
- [8] Elzahaby A.M., El-Agouz S.A., Nemnem A.F. et al. Investigation of the axial rotor thrust in centrifugal compressors. *J. Eng. Res.*, 2019, vol. 3, pp. 11–18.
- [9] Luddecke B., Nitschke P., Dietrich M. et al. Unsteady thrust force loading of a turbocharger rotor during engine operation. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2016, vol. 138, no. 1, art. 012301, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4031142>
- [10] Mutra R.R., Srinivas J., Reddy D.M. et al. Dynamic and stability comparison analysis of the high-speed turbocharger rotor system with and without thrust bearing via machine learning schemes. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2024, vol. 46, no. 5, art. 3016, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-024-04892-0>
- [11] Dziubak T., Karzewski M. Operational malfunctions of turbochargers — reasons and consequences. *Combustion Engines*, 2016, vol. 164, no. 1, pp. 13–21, doi: <https://doi.org/10.19206/CE-116484>
- [12] Lee I., Hong S., Kim Y. et al. Prediction of axial thrust load under turbocharger operating conditions. *Trans. Korean Soc. Automot. Eng.*, 2016, vol. 24, no. 6, pp. 642–648, doi: <https://doi.org/10.7467/ksae.2016.24.6.642>
- [13] Wang C., Yan R., Ding Z. et al. Experimental and simulation study on axial force variation of turbocharger. *Acta Armamentarii*, 2023, vol. 44, no. 1, pp. 307–315, doi: <https://doi.org/10.12382/bgxb.2022.0045>
- [14] Gjika K., LaRue G.D. Axial load control on high-speed turbochargers: test and prediction. *ASME Turbo Expo*, 2008, pp. 705–712, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2008-50756>
- [15] Tianen J., Jaatinen-Varri A., Gronman A. et al. Validation of the axial thrust estimation method for radial turbomachines. *Int. J. Rotating Mach.*, 2021, doi: <https://doi.org/10.1155/2021/6669193>
- [16] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Basics of heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 344 p. (In Russ.).
- [17] Zadorozhnaya E.A., Khudyakov V.S., Sibiryakov S.V. et al. Determination of the thermal state of the elements of a piston engine turbocharger. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 10, pp. 11–25, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-11-25> (in Russ.).
- [18] Nguyen-Scafer H. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Springer, 2015. 362 p.
- [19] Rozhdestvenskiy Yu.V., Zadorozhnaya E.A., Cherneyko S.V. Mathematical model for calculating thrust bearing with laser texturing of bearing surface. *Vestnik YuUrGU. Ser. Matematicheskoe modelirovaniye i programmirovaniye* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mathematical Modelling, Programming and Computer Software], 2015, vol. 8, no. 1, pp. 5–23, doi: <https://doi.org/10.14529/mmp150101> (in Russ.).
- [20] Thiyagarajan J., Halldorf E., Fridh J. Transient thrust forces on a twin scroll turbocharger. *ASME Turbo Expo*, 2017, art. V008T26A009, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2017-63658>
- [21] Mishra H.P., Behera S.K. Design of herringbone grooved thrust bearing for locomotive turbocharger rotor. *Eng. Res. Express*, 2024, vol. 6, no. 2, art. 025558, doi: <https://doi.org/10.1088/2631-8695/ad5303>
- [22] Dadaev S.G. *Nestatsionarnyye modeli gazodinamicheskikh podshipnikov so spiralnymi kanavkami*. Ch. 2 [Unsteady models of gas-dynamic bearings with spiral grooves. P. 2]. Chelyabinsk, Izd-vo YuUrGU Publ., 2000. 231 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 21.04.2025

## Информация об авторах

**ХУДЯКОВ Владислав Сергеевич** — кандидат технических наук, старший преподаватель передовой инженерной школы двигателестроения и спецтехники «Сердце Урала». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, д. 76, e-mail: vskhudiakov@susu.ru).

**ЗАДОРЖНАЯ Елена Анатольевна** — доктор технических наук, профессор передовой инженерной школы двигателестроения и спецтехники «Сердце Урала». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, д. 76, e-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Худяков В.С., Задорожная Е.А. Оценка осевой силы при оптимизации конструкции упорного подшипника турбокомпрессора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 1, с. 16–25.

### Please cite this article in English as:

Hudyakov V.S., Zadorozhnaya E.A. Estimation of axial force in turbocharger thrust bearing design optimization. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 1, pp. 16–25.

## Information about the authors

**HUDYAKOV Vladislav Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Advanced engineering school of engine building and special equipment Heart of the Urals. South Ural State University (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: vskhudiakov@susu.ru).

**ZADOROZHNEY Elena Anatolyevna** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Advanced engineering school of engine building and special equipment Heart of the Urals. South Ural State University (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru).



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям монографию

### «Технологии высокопроизводительных интеллектуальных систем мультимодальной аналитической обработки разнородных данных»

**Авторы: А. Н. Алфимцев, Д. В. Березкин и др.**

Представлены результаты исследований развития аппаратных и программных средств для создания высокопроизводительных интеллектуальных систем. Описаны перспективные технологии искусственного интеллекта, способные обрабатывать графы знаний, имеющие более совершенные аналитические возможности, приближенные к деятельности человека, в частности искусственные нейро-, синергические и семантические сети. Рассмотрены методы эмерджентной самоорганизации мультиагентных систем. Проанализированы возможности применения технологий искусственного интеллекта для обеспечения безопасности авиаполетов.

Для профессорско-преподавательского состава вузов, научно-педагогических работников и исследователей цифровых технологий и искусственного интеллекта.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>