

Научная статья  
УДК 629.113

## Обобщенные характеристики компрессоров для расчета совместной работы ДВС с турбокомпрессором

Владимир Викторович Синявский<sup>1</sup>, Рамиль Ринатович Юнисов<sup>2</sup>, Хиба Арус<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия

<sup>1</sup>sinvlad@mail.ru

<sup>2</sup>ramil-yuniso@mail.ru

<sup>3</sup>hibaarous94@yahoo.com

**Аннотация.** Эффективные показатели двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависят от правильности выбора системы наддува и прежде всего – турбокомпрессора (ТКР). При разработке двигателя с наддувом требуется перебрать большое число ТКР, чтобы найти вариант, обеспечивающий наилучшие показатели двигателя, особенно в случае двухступенчатой системы наддува. На основе анализа экспериментальных характеристик трех компрессоров с наружным диаметром колес в диапазоне 55...95 мм получены обобщенные характеристики, позволяющие быстро подобрать наилучший ТКР для каждого автомобильного двигателя и рассчитать его показатели. Основные параметры работы компрессора пересчитываются в безразмерные показатели, которые получаются близким для компрессоров разных размеров. Далее зависимости безразмерных показателей от основных управляющих факторов описываются полиномами. Различия экспериментальных показателей компрессоров, рассчитанных по обобщенным характеристикам в области максимальных КПД, не превышают трех процентов.

**Ключевые слова:** обобщенные характеристики компрессоров, безразмерные показатели компрессора, полиномиальные зависимости, совместная работа турбокомпрессора с ДВС, выбор турбокомпрессора для наддува ДВС.

**Для цитирования:** Синявский В.В., Юнисов Р.Р., Арус Хиба. Обобщенные характеристики компрессоров для расчета совместной работы ДВС с турбокомпрессором // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 3 (45).

Original article

## Generalized characteristics of compressors for calculating the joint operation of an internal combustion engine with a turbocharger

Vladimir V. Sinyavskiy<sup>2</sup>, Ramil R. Yunisov<sup>2</sup>, HibaArous<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),  
Moscow, Russia

<sup>1</sup>sinvlad@mail.ru

<sup>2</sup>ramil-yunisov@mail.ru

<sup>3</sup>hibaarous94@yahoo.com

**Abstract.** The effective performance of internal combustion engines largely depends on the correct choice of the boost system and, above all, the turbocharger (TC). When developing a turbocharged engine, it is necessary to go through a large number of TC in order to find the option that provides the best engine performance, especially in the case of a two-stage boost system. Based on the analysis of the experimental characteristics of three compressors with an outer wheel diameter in the range of 55...95 mm, generalized characteristics have been obtained that make it possible to quickly select the best TC for each automobile engine and calculate its performance. The main parameters of the compressor are recalculated into dimensionless parameters, which are similar for compressors of different sizes. Next, the dependences of dimensionless indicators on the main control factors are described by polynomials. The difference between the experimental parameters of the compressors and those calculated based on generalized characteristics in the field of maximum efficiency does not exceed three percent.

**Keywords:** generalized characteristics of compressors, dimensionless parameters of compressors, polynomial dependencies, joint operation of the turbocharger with the IC engine, selection of a turbocharger for turbocharging of the IC engine.

**For citation:** Sinyavskiy V.V., Yunisov R.R., Arous Hiba. Generalized characteristics of compressors for calculating the joint operation of an internal combustion engine with a turbocharger. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura.* 2025. No. 3 (45).

### Введение

В настоящее время все дизели и большая доля двигателей с искровым зажиганием выпускаются с наддувом. Их эффективные показатели в значительной степени зависят от правильности выбора системы наддува и прежде всего – турбокомпрессора (ТКР). Основными производителями ТКР

для автомобильных двигателей являются Garrett, Holset, KKK, Borg Warner, в России – НПО «Турбокомплект» (прежнее название «Турботехника»). Все они предлагают широкий ряд ТКР, позволяющий с разной точностью выбрать агрегат наддува для двигателя.

Подбор ТКР требуется при разработке нового двигателя, изменении степени форсирования или режимов работы уже выпускающегося двигателя, переходе на другое топливо. В работе [1] для давно производимого двигателя после замены устаревшего ТКР на более совершенную модель мощность увеличилась на 16,7 %, а топливная экономичность – на 5,8 %. При разработке двигателя с наддувом приходится перебирать большое число ТКР, чтобы выбрать оптимальный вариант, обеспечивающий заданную мощность, запас крутящего момента и наилучшую топливную экономичность, минимальные токсичные выбросы, выполнение ограничений по прочности двигателя и ТКР. Для сокращения объема дорогостоящих экспериментальных исследований предварительно расчетным путем определяются показатели двигателя при его совместной работе с ТКР, для чего используются известные программные комплексы (ПК) AVL BOOST [2], GT-Power [3] и другие, а также модели, разработанные пользователями. Режим совместной работы двигателя с ТКР определяется на основе баланса мощности компрессора и турбины [4].

На рисунке 1 представлена характеристика компрессора с линиями совместной работы с дизелем по внешней скоростной характеристике (ВСХ) и нагрузочным характеристикам. Характеристика компрессора представляет зависимость его степени повышения давления  $\pi_k^*$  и адиабатного КПД  $\eta_k^*$  (красные цифры) от приведенного расхода воздуха  $G_{к.пр}$  при нескольких значениях приведенной частоты вращения ротора  $n_{р.пр}$ . Отмечены точки трех режимов: номинального ( $n_{ном}$ ), максимального крутящего момента ( $M_{е.макс}$ ) и минимальной частоты вращения ( $n_{мин}$ ).

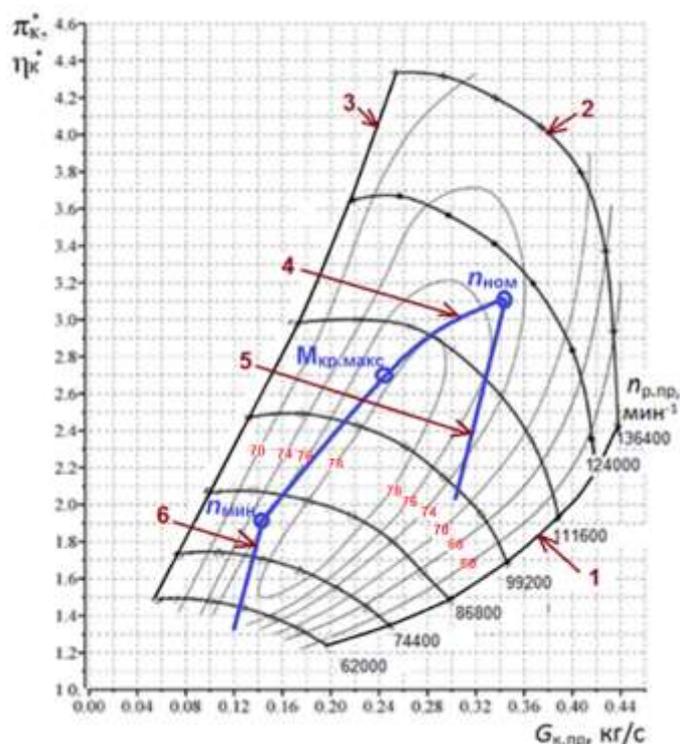


Рис. 1. Характеристика компрессора с точками совместной работы с ДВС:  
 1 – линия минимального КПД; 2 – максимальная частота вращения ротора;  
 3 – граница помпажа; 4 – ВСХ; 5, 6 – нагрузочные характеристики, соответственно, при номинальной и минимальной частотах вращения двигателя

Как отмечается в [5], ТКР автомобильного двигателя выбирается так, чтобы компрессор имел наибольший КПД при частоте вращения максимального крутящего момента или немного большей. В этом случае на минимальных и максимальных частотах вращения КПД будет снижаться на 3...5 пунктов. Точки совместной работы должны лежать на безопасном удалении от границы помпажа, линий максимальной частоты вращения ротора и минимального КПД компрессора, который обычно принимается 0,6...0,65. Также желательно, чтобы линия ВСХ располагалась несколько выше зоны максимального КПД компрессора, чтобы при снижении нагрузки он не сразу начал уменьшаться.

В статье [6] при подборе ТКР производится полный газодинамический расчет компрессора и турбины для каждого режима работы двигателя, что

представляет большую сложность и требует значительных затрат машинного времени.

В программу расчета могут заноситься характеристики компрессора и турбины в виде матриц либо полиномов. Если нужно рассчитать совместную работу с несколькими вариантами ТКР, требуется большой объем работ по введению в программу их характеристик. Количество исследуемых агрегатов наддува возрастает при выборе ТКР для двухступенчатой системы наддува, в том числе с одной электрической ступенью [7, 8]. Объем работ дополнительно увеличивается в случае использования цикла Миллера, поскольку при повышении глубины этого цикла требуется изменять ТКР для повышения давления наддува [7].

Для облегчения работы пользователя в программу расчета могут заранее заноситься характеристики определенного числа ТКР и ему лишь надо выбрать нужный вариант. Например, в [9] в программу заложены характеристики 48 компрессоров и 20 турбин. Однако возникают сложности, когда оптимальным оказывается ТКР с диаметрами колес в промежутке между двумя ближайшими моделями конкретного производителя.

В ходе предварительных исследований часто ставится задача оценки показателей двигателя с «идеально» подобранным ТКР без привязки к его конкретной модели. Особенно это важно в учебном процессе. В ПК AVL BOOST и Дизель РК, кроме задания полных характеристик компрессоров и турбин, предусматривается упрощенный способ учета наличия ТКР – задаются степень повышения давления и адиабатный КПД компрессора, а также могут задаваться степень понижения давления газа в турбине и ее эффективный КПД. Режим совместной работы двигателя с ТКР не рассчитывается. Такой метод дает возможность достаточно точно оценить показатели двигателя с «идеальным» ТКР на одном режиме, однако не позволяет корректно рассчитать изменение параметров по ВСХ или нагрузочной характеристике, поскольку при переходе двигателя на другой

режим работы изменение давления и температуры наддувочного воздуха и газа перед турбиной, а также КПД компрессора и турбины, определяются их характеристиками.

Чтобы «сдвигать» характеристику компрессора по расходу воздуха при изменении диаметра колеса, можно использовать теорию подобия и размерностей [10]. Однако в этом случае не учитывается рост КПД и степени повышения давления компрессора при увеличении диаметра колеса. В ПК AVL BOOST имеется возможность корректировки характеристик компрессоров и турбин по расходу воздуха и газа, но для получения достоверных результатов корректировка должна быть ограничена.

Поэтому будет полезно создание обобщенных характеристик агрегатов наддува, позволяющих корректно рассчитывать показатели двигателей, имеющих разные размеры, режимы работы, степень форсирования и системы наддува, без необходимости поиска и введения в программу характеристик большого числа ТКР.

В данной статье поставлена задача разработки на основе анализа экспериментальных характеристик трех компрессоров с диаметрами колес в диапазоне 55...95 мм обобщенных характеристик, позволяющих при задании нескольких основных размеров колеса получить характеристику конкретного компрессора для автомобильного дизеля. Обобщенные характеристики турбин планируется получить в последующих работах.

### **Методика проведения исследований**

Методика обобщения характеристик компрессоров включает в себя следующие этапы:

1. Выбор нескольких ТКР одного производителя с подобной конструкций.
2. Пересчет показателей компрессора в относительные и безразмерные параметры, близкие для компрессоров разных размеров.

3. Получение полиномов для выбранных относительных и безразмерных параметров от основных влияющих факторов.

Методика получения характеристик конкретного компрессора на основе обобщенных характеристик включает в себя следующие этапы:

1. Задание основных размеров нового компрессора.

2. Расчет по полиномам относительных и безразмерных параметров нового компрессора.

3. Получение размерных показателей нового компрессора на основе относительных и безразмерных параметров.

Для получения обобщенных характеристик выбраны компрессоры типоразмера ТКР-5, ТКР-7 и ТКР-9 производства НПО «Турботехника» с наружным диаметром колес, соответственно, 50, 70 и 95 мм и отношением диаметра колеса на входе к наружному 0,64...0,67.

В основе обобщенных характеристик лежит зависимость максимального адиабатного КПД компрессора от наружного диаметра колеса:

$$\eta_{\text{к.ад макс}} = f_1(D_{\text{к2}}). \quad (1)$$

Скорость воздуха на входе в колесо:

$$c_1 = \frac{G_{\text{к}} \cdot 4}{\pi(D_{\text{к2}} - D_{\text{к1}})}, \quad (2)$$

где  $G_{\text{к}}$  – расход воздуха через компрессор, кг/с,  $D_{\text{к2}}$  и  $D_{\text{к1}}$  – диаметры колеса компрессора, соответственно, наружный и на входе, м.

Коэффициент расхода воздуха компрессора:

$$\varphi_1 = \frac{c_1}{u_{\text{к}}}, \quad (3)$$

где  $u_{\text{к}}$  – окружная скорость колеса компрессора, м/с.

Относительный приведенный коэффициент расхода воздуха:

$$\overline{\varphi}_1 = \frac{\varphi_1}{\varphi_{1.\text{опт}}}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{1.\text{опт}}$  – оптимальный коэффициент расхода, при котором получается наибольший адиабатный КПД компрессора; принимается  $\varphi_{1.\text{опт}} = 0,3$ .

Адиабатная работа компрессора:

$$L_k = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (5)$$

где  $k=1,41$  показатель адиабаты воздуха;  $R=287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха,  $T_0$  – температура воздуха на входе в компрессор,  $K$ .

Коэффициент напора компрессора:

$$\psi_k = \frac{L_k}{u_k^2}. \quad (6)$$

Коэффициент полного напора компрессора:

$$\psi_{k.п} = \frac{\psi_k}{\eta_{k.ад}}. \quad (7)$$

Относительный адиабатный КПД компрессора:

$$\overline{\eta_{k.ад}} = \frac{\eta_{k.ад}}{\eta_{k.ад \max}}. \quad (8)$$

После получения рассчитываемых параметров проводится регрессионный анализ, на основе которого получаются два полинома.

Относительный КПД компрессора в зависимости от относительного коэффициента расхода и окружной скорости колеса:

$$\overline{\eta_{k.ад}} = f_2 (\overline{\varphi_1}; u_k). \quad (9)$$

Коэффициент полного напора компрессора в зависимости от коэффициента расхода и наружного диаметра колеса:

$$\psi_{k.п} = f_3 (\varphi_1; D_{k2}). \quad (10)$$

Таким образом, обобщенные характеристики представляют собой полиномы зависимости максимального адиабатного КПД от наружного диаметра колеса (1), относительного адиабатного КПД от относительного коэффициента расхода и окружной скорости колеса (9), а также коэффициента полного напора в зависимости от коэффициента расхода и наружного диаметра колеса (10).

Чтобы на основе полученных обобщенных характеристик получить характеристику нового компрессора, необходимо задать только два его размера: наружный диаметр колеса  $D_{к2}$  и диаметр колеса на входе  $D_{к1}$ .

Далее проводится обратный расчет на основе формул (1 ... 10) до получения новых значений адиабатного КПД и степени повышения давления компрессора.

Адиабатный КПД:

$$\eta_{к.ад} = \overline{\eta_{к.ад}} \cdot \eta_{к.ад \text{ макс}} \cdot \quad (11)$$

Коэффициент напора компрессора:

$$\psi_{к} = \psi_{к.п} \cdot \eta_{к.ад} \cdot \quad (12)$$

Адиабатная работа компрессора:

$$L_{к} = \psi_{к} \cdot u_{к}^2 \cdot \quad (13)$$

Степень повышения давления:

$$\pi_{к} = \left[ 1 + \frac{L_{к}(k-1)}{kRT_0} \right]^{\frac{k}{k-1}} \cdot \quad (14)$$

### Результаты

На рисунке 2 представлена зависимость максимального адиабатного КПД компрессора от наружного диаметра колеса для шести ТКР.

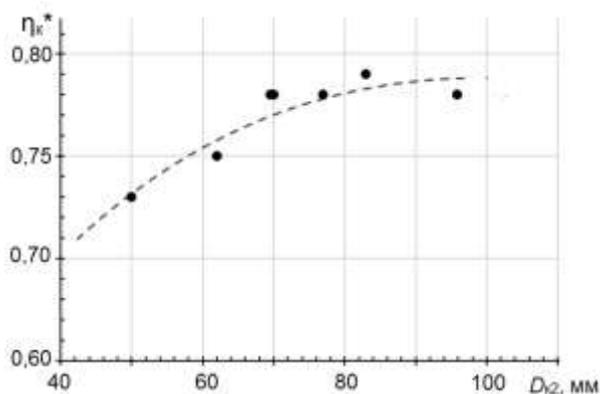


Рис. 2. Зависимость максимального адиабатного КПД компрессора от наружного диаметра колеса

Как видно из рисунка 2, адиабатный КПД заметно возрастает при увеличении диаметра колеса от 50 до примерно 70 мм, а при дальнейшем увеличении диаметра темпы увеличения КПД замедляются.

На рисунке 3 представлена зависимость относительного адиабатного КПД компрессора от относительного коэффициента расхода для трех компрессоров при  $U_k = 300$  м/с. Видно, что для всех компрессоров зависимости носят близкий характер. Для значений  $U_k = 250, 350, 400$  и  $450$  м/с получены аналогичные зависимости.

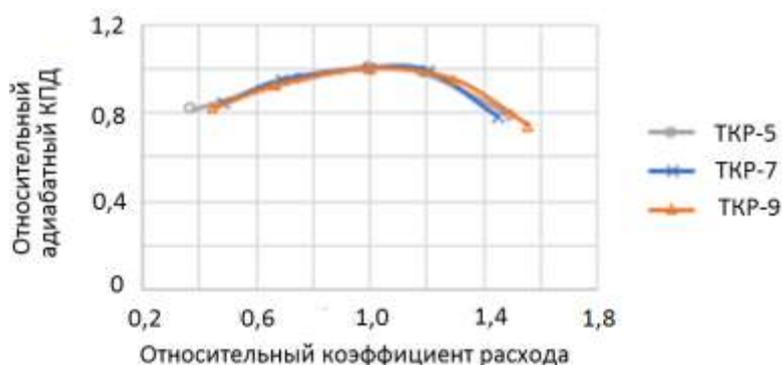


Рис. 3. Зависимость относительного адиабатного КПД компрессора от относительного коэффициента расхода

На рисунке 4 представлена зависимость коэффициента полного напора компрессора от коэффициента расхода воздуха для трех компрессоров.

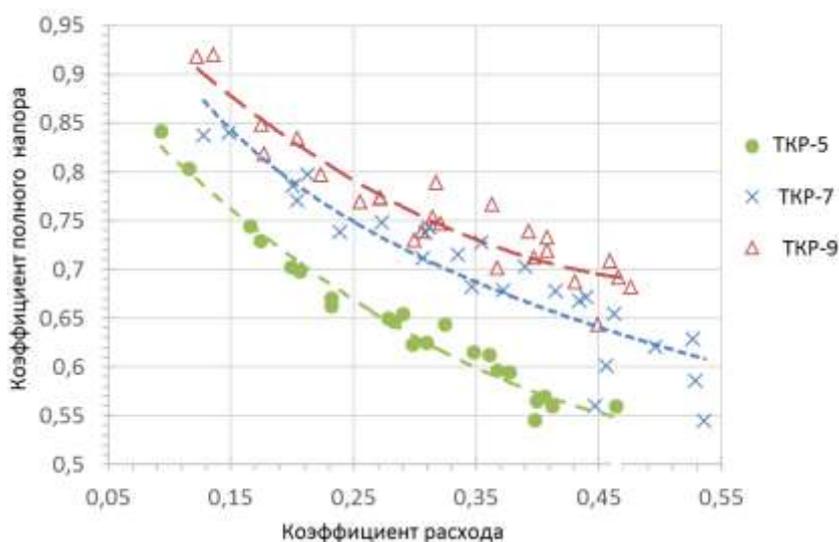


Рис. 4. Зависимость коэффициента полного напора компрессора от коэффициента расхода воздуха и диаметра колеса

Как видно из рисунка 4, для трех компрессоров расположение кривых близко к эквидистантному. Большое количество точек для каждого компрессора связано с тем, что они определялись для пяти значений окружной скорости колеса.

На рисунке 5 приводится сравнение экспериментальных и расчётных характеристик компрессоров ТКР-5, ТКР-7 и ТКР-9, полученных на основе обобщенных характеристик.

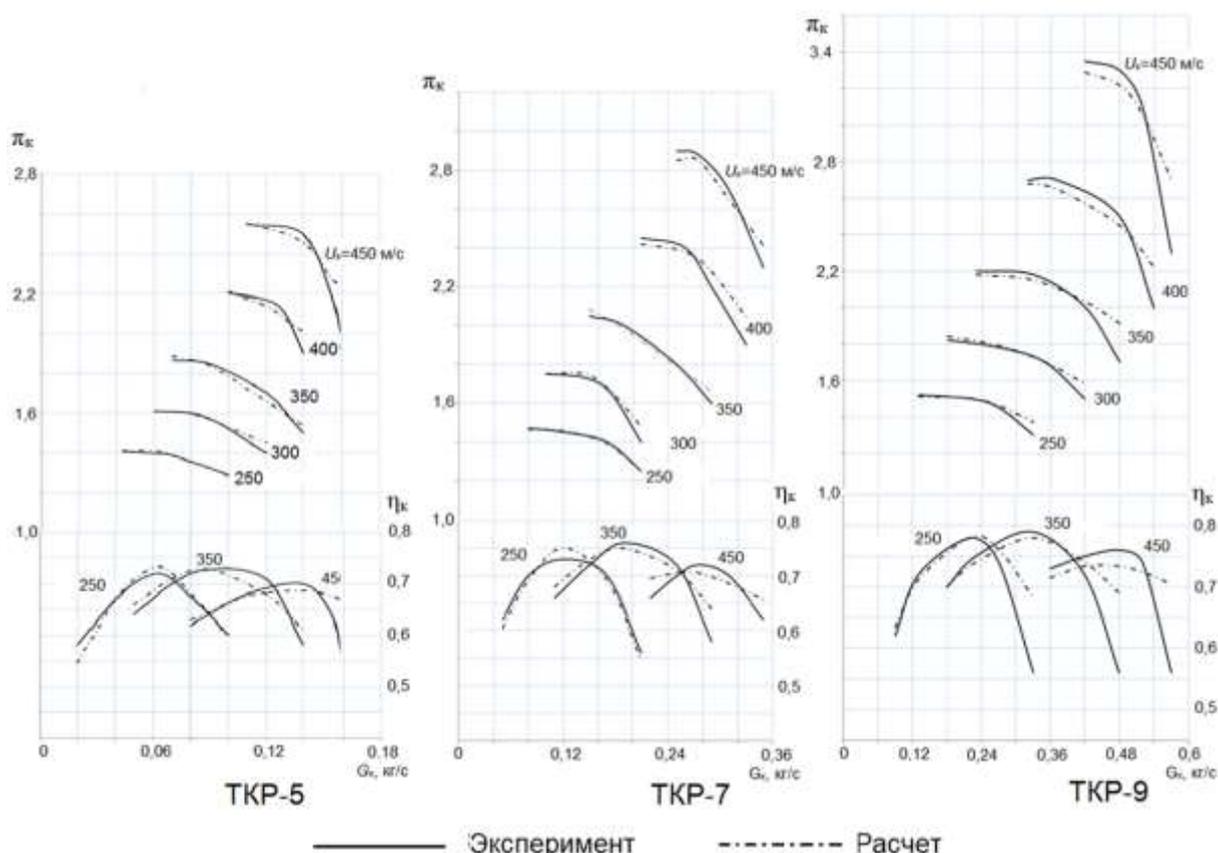


Рис. 5. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик компрессоров

Как видно из рисунка 5, в области максимальных значений адиабатного КПД компрессора различия между экспериментальными и расчётными кривыми степени повышения давления и КПД в большинстве случаев не превышают 3 %. Более высокие различия в области низких КПД связаны с тем, что для получения обобщенных характеристик использовалась квадратичные полиномы, в то время как некоторые экспериментальные кривые заметно отличаются от квадратичных, например, для ТКР-9 при  $U_k=450$  м/с.

### Выводы

1. Получены обобщенные характеристики компрессоров в диапазоне диаметров от 50 до 95 мм.

2. Разница между действительными и рассчитанными по обобщенным характеристикам значениями степени повышения давления и адиабатного КПД компрессора в области высоких КПД на большей части режимов не превышает 3%.

3. В случае интеграции обобщенных характеристик в программу расчета совместной работы ДВС с ТКР для получения характеристики конкретного компрессора нужно задать всего два параметра: наружный диаметр колеса и диаметр колеса на входе.

### Список источников

1. Turbocharger Selection and Matching Criteria in a Heavy Duty Diesel Engine / K. Emara, A. Emara, E.S.A. Razek, El Sayed // International Journal of Scientific and Engineering Research. – 2016. – Vol. 7, Issue 12. – DOI 10.14299/ijser.2016.12.009.

2. AVL Boost: a powerful tool for research and education / G. Beller, I. Arpad, J. T. Kiss, D. Kocsis // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. Vol. 1935. – P. 012015. – DOI 10.1088/1742-6596/1935/1/012015.

3. Khanyi, N. A Comprehensive Review of the GT-POWER for Modeling Diesel Engines / N. Khanyi, F. Inambao, R. Stopforth. // Energies. – 2025. – Vol. 18, No. 8. – P. 1880. – DOI 10.3390/en18081880.

4. Столяров, А. С. Улучшение сходимости системы уравнений совместной работы дизеля и турбокомпрессора / А. С. Столяров // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2021. – № S1. – С. 100-102. – DOI 10.24937/2542-2324-2021-1-S-I-100-102. – EDN YDXMMH.

5. Оценка влияния числа и расположения цилиндров дизелей КАМАЗ на их топливную экономичность / В. В. Синявский, В. В. Кремнев, М. Г. Шатров [и др.] // Грузовик. – 2023. – № 12. – С. 3-10. – DOI 10.36652/1684-1298-2023-12-3-10. – EDN ATXGSL.

6. An approach to select an appropriate turbocharger for matching with an internal combustion engine. / M. Hameur, Y. Sehili, M. Cerdoun, L. Tarabet, G. Ferrara // *International Journal of Engine Research*. – 2023. – Vol. 24(5). – P. 2072-2090. – DOI 10.1177/14680874221108581.
7. Улучшение экологических и экономических показателей дизеля при повышении давления наддува / В. В. Синявский, А. Ю. Дунин, Г. В. Пронченко [и др.] // *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*. – 2025. – № 2(44). – EDN XULISY.
8. Гузалов, А. С. Расчетные исследования двухступенчатого наддува дизеля при управлении первой ступенью / А. С. Гузалов, С. Н. Девянин, О. Н. Дидманидзе // *Международный технико-экономический журнал*. – 2021. – № 3. – С. 121-130. – DOI 10.34286/1995-4646-2021-78-3-121-130. – EDN EIZUXS.
9. An Integrated Turbocharger Matching Program for Internal Combustion Engines / S. Mousavi, A. Nejat, S.S. Alaviyoun, M. Nejat // *Journal of Applied Fluid Dynamics*. – 2021. – Vol. 14, No. 4. – P. 1209-1222. – DOI 10.47176/jafm.14.04.32037.
10. Иванов, И. Е. Методы подобия физических процессов : Учебное пособие / И. Е. Иванов, В. Е. Ерещенко. – Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2015. – 144 с. – ISBN 978-5-7962-0198-5. – EDN USWDND.

### References

1. Emara K., Emara A., Razek E.S.A. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 2016, vol. 7, issue 12, DOI 10.14299/ijser.2016.12.009.
2. Beller G., Arpad I., Kiss J. T., Kocsis D. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 1935, pp. 012015, DOI 10.1088/1742-6596/1935/1/012015.
3. Khanyi N., Inambao F., Stopforth R. *Energies*, 2025, vol. 18, no. 8, pp. 1880, DOI 10.3390/en18081880.
4. Stolyarov A.S. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra*, 2021, no S1, pp. 100-102, DOI 10.24937/2542-2324-2021-1-S-I-100-102.
5. V.V. Sinyavskij, V.V. Kremnev, M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, Yu.V. Trofimenko. *Gruzovik*, 2023, no. 12, pp. 3-10, DOI 10.36652/1684-1298-2023-12-3-10.
6. Hameur M., Sehili Y., Cerdoun M., Tarabet L., Ferrara G.. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 24(5), pp. 2072-2090, DOI 10.1177/14680874221108581.
7. Sinyavskiy V.V., Dunin A.Yu., Pronchenko G.V., Filippova Ye.M., Filippov V.R. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2025, no. 2(44).
8. Guzalov A.S., Devyanin S.N., Didmanidze O.N. *Mezhdunarodnyy tekhniko-ekonomicheskij zhurnal*, 2021, no 3, pp. 121-130.

9. Mousavi S., Nejat A., Alaviyoun S.S, Nejat M. *Journal of Applied Fluid Dynamics*, 2021, Vol. 14, No. 4, pp. 1209-1222, DOI 10.47176/jafm.14.04.32037.

10. Ivanov I.E., Ereshchenko V.E. *Metody podobiya fizicheskikh protsessov* (Methods of similarity of physical processes), Moscow, MADI, 2015, 145 p.

Рецензент: Савастенко Э.А., канд. техн. наук, доц., МАДИ

### *Информация об авторах*

**Синявский Владимир Викторович**, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

**Юнисов Рамиль Ринатович**, студент, МАДИ.

**Арус Хиба**, аспирант, МАДИ.

### *Information about the authors*

**Sinyavskiy Vladimir V.**, Candidate of Sciences (Technical), associate professor, MADI.

**Yunisov Ramil R.**, student, MADI.

**Arous Hiba**, postgraduate, MADI.

*Статья поступила в редакцию 07.08.2025; одобрена после рецензирования 23.09.2025; принята к публикации 23.09.2025.*

*The article was submitted 07.08.2025; approved after reviewing 23.09.2025; accepted for publication 23.09.2025.*