

## СОГЛАСОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ «ТУРБОКОМПРЕССОР – ОХЛАДИТЕЛЬ – ЭЖЕКТОР» В ДИЗЕЛЕ С НАДДУВОМ

Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Приведена методика расчета для системы, состоящей из турбокомпрессора, охладителя наддувочного воздуха и эжектора, установленного за турбиной. Она позволяет однозначно определить и связать давления и температуры воздуха и отработавших газов в основных сечениях проточной части компрессора и турбины с показателями эффективности элементов рассматриваемой системы на любом режиме работы дизеля. Исходными данными для расчета являются известные из проектного расчета геометрические размеры проходных сечений турбины, компрессора, эжектора, охладителя, а также текущие значения давления и температуры отработавших газов. Определены и рассчитаны характеристики подобной системы для дизеля серии 4Т. На внешней скоростной характеристике показаны изменения параметров отработавших газов перед турбиной и эжектором, наддувочного воздуха после компрессора и охладителя, охлаждающего воздуха перед эжектором, а также изменение степени повышения давления в компрессоре, степени понижения давления отработавших газов в турбине, мощности турбокомпрессора, расхода охлаждающего воздуха через охладитель и степени охлаждения наддувочного воздуха. В ходе расчета выявлена возможность регулирования системы на частичных режимах работы дизеля изменением площадей поперечного сечения сопла и камеры смешения эжектора. Также из условия достижения максимального коэффициента эжекции определен оптимальный закон изменения этих площадей при работе дизеля на частичных режимах. Для сравнения эффективности работы нерегулируемого и регулируемого эжекторов показаны изменения значений коэффициента эжекции для по внешней скоростной характеристике дизеля. Также численно смоделирована работа эжектора на разных режимах работы дизеля.

*Ключевые слова:* система эжекционного охлаждения, эжектор, параметры газовых потоков, параметры охлаждающего воздуха, коэффициент эжекции.

### Введение

На номинальном режиме работы дизеля с газотурбинным наддувом агрегаты наддува имеют наилучшие показатели эффективности и экономичности. При снижении температуры наддувочного воздуха (НВ) после компрессора в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ) с использованием эжектора (рис. 1), важно знать изменение указанных показателей на частичных режимах [1, 2]. Для этого предварительно необходимо согласовать работу устройств, работающих совместно.

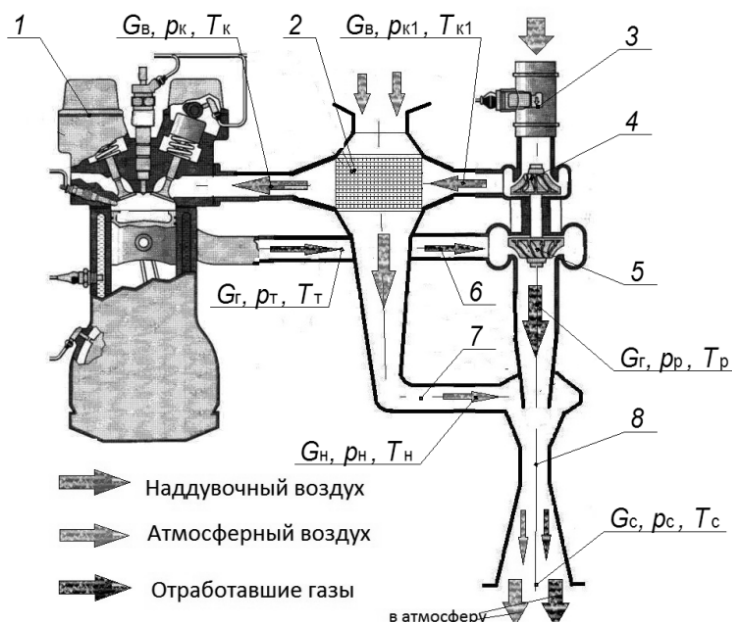


Рис. 1. Схема, элементы и параметры системы: 1 – дизель; 2 – ОНВ; 3 – воздушный фильтр и устройство измерения расхода воздуха; 4 – компрессор; 5 – турбина; 6 – выпускной трубопровод; 7 – трубопровод охлаждающего воздуха; 8 – эжектор

## Расчет и конструирование

В рассматриваемой системе нагретый воздух после компрессора 4 направляется через ОНВ 2, где происходит теплообмен между НВ после компрессора и охлаждающим воздухом (ОВ), в цилиндр. Отработавшие газы (ОГ) на выходе из цилиндра проходят сначала через турбину 5, в которой срабатывается часть энергии. Затем они поступают в газовый эжектор 8, где поток ОГ, разгоняясь в сопле, передает часть кинетической энергии воздуху, прошедшему через ОНВ, увлекая его и тем самым создавая движение ОВ через ОНВ [3, 4].

### Уравнения и результаты расчета параметров турбокомпрессора ОНВ

Для расчета такой системы необходимо задать либо параметры ОГ перед турбиной, а именно давление  $p_T$  и температуру  $T_T$ , либо параметры НВ перед впускными клапанами: давление  $p_K$  и температуру  $T_K$ . Однако в силу некоторого несовершенства модели, используемой для расчета рабочего цикла двигателя, а именно отсутствия аналитической зависимости для  $p_T$  и  $T_T$ , разумнее оказывается задаться именно этими параметрами, так как  $p_K$  и  $T_K$  находятся из расчета компрессора. Эти данные могут быть взяты, например, с внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя, где зависимости  $p_T$  и  $T_T$  являются аппроксимированными (рис. 2).

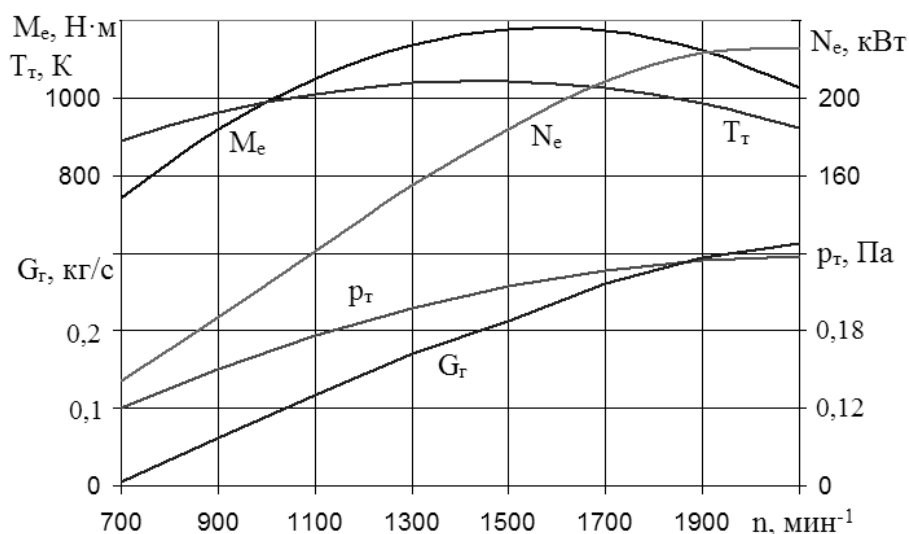


Рис. 2. Изменение показателей дизеля и параметров ОГ по внешней скоростной характеристике

Для определения коэффициента эжекции  $u$  и, следовательно, степени охлаждения  $\Delta T$  на частичном режиме работы дизеля, необходимо знать давление  $p_p$  и температуру  $T_p$  ОГ на входе в эжектор, а также давление  $p_n$  и температуру  $T_n$  охлаждающего воздуха после ОНВ. Так как эжектор имеет газодинамическую связь с дизелем через турбину, то нахождение параметров ОГ на входе в него возможно после соответствующего расчета турбины и компрессора. Параметры охлаждающего воздуха  $p_n$  и  $T_n$  находятся из расчета ОНВ.

При известных геометрических размерах турбины её расчет сводится к решению уравнения неразрывности, записанного для сечений на выходе из соплового аппарата (СА) и выходе из рабочего колеса (РК). Будучи записанным в газодинамических функциях, оно выглядит следующим образом [5, 6]:

$$\frac{F_{ca} \varphi p_T^* q(\lambda_1)}{a_T} = \frac{F_{pk} \psi p_{w1}^* q(\lambda_{w2})}{a_{w1}}, \quad (1)$$

где  $q(\lambda)$  – приведенная массовая скорость – газодинамическая функция,

$a_T$  – критическая скорость по параметрам на входе в турбину,

$a_{w1}$  – критическая скорость в относительном движении по параметрам торможения на входе в РК,

$p_{w1}$  – полное давление в относительном движении на входе в РК,

$F_{ca}$  – площадь СА на выходе,

$F_{pk}$  – площадь РК на выходе,

$\varphi$  – коэффициент скорости в СА,

$\psi$  – коэффициент скорости в РК.

Из уравнения (1) определяется приведенная скорость в относительном движении  $\lambda_{w2}$ , а затем находятся: отношение давлений  $\pi_{pk}$  в РК, статическое давление  $p_2$  и температура  $T_2$ , полное давление  $p_p$  температура  $T_p$ , скорость  $c_2$  на выходе из турбины, теплоперепад  $H_{pk}$ , срабатываемый в РК, а затем и степень реактивности турбины и другие параметры. Параметры турбины в функции частоты вращения коленчатого вала дизеля приведены на рис. 3.

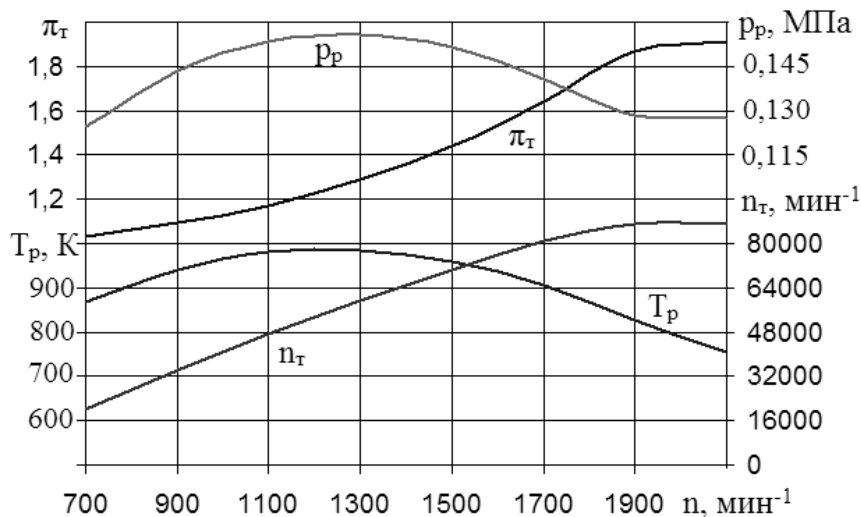


Рис. 3. Изменение параметров турбины по внешней скоростной характеристике дизеля

По найденному значению  $p_2$  определяется степень понижения давления  $\pi_t$  в турбине, а затем степень повышения давления  $\pi_k$  в компрессоре [7, 8]:

$$\pi_k = \left( 1 + \beta \tau_t \left( 1 - \left( \frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}} \right) \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2)$$

где  $\beta$  – параметр, характеризующий различие в составах НВ и ОГ,

$\tau_t$  – параметр, определяемый степенью нагрузки двигателя,

$k_t$  – показатель адиабаты ОГ,

$k$  – показатель адиабаты воздуха.

Расход  $G_b$  воздуха при расчете предварительно задается, а затем уточняется при расчете рабочего цикла:

$$G_b = \alpha L_0 G_t, \quad (3)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха,

$L_0$  – количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$G_t$  – расход топлива.

Полученные параметры позволяют провести расчет компрессора на частичном режиме, уточнить его КПД  $\eta_k$ , адиабатный напор  $\psi_{ад}$  и найти параметры, необходимые для расчета ОНВ, а именно давление  $p_{k1}$  и температуру  $T_{k1}$  после компрессора. Параметры компрессора в функции частоты вращения коленчатого вала дизеля приведены на рис. 4.

Так как геометрические размеры ОНВ известны из проектного расчета, то для его расчета на частичном режиме определяются средние скорости НВ и ОВ, числа Рейнольдса и Нуссельта, коэффициенты теплоотдачи и гидравлических потерь. Находятся степень охлаждения  $\Delta T$ , давление  $p_k$ , температура  $T_k$  и плотность  $\rho_k$  НВ после ОНВ [9, 10]. Параметры ОНВ в функции частоты вращения коленчатого вала дизеля приведены на рис. 5.

В ходе расчета определяются давление  $p_n$  и температура  $T_n$ , необходимые для расчета эжектора [11, 12].

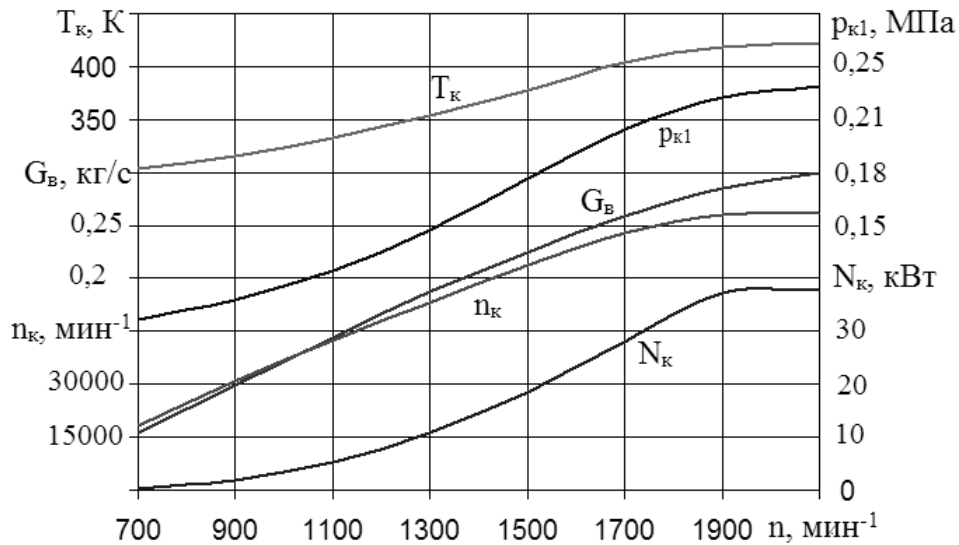


Рис. 4. Изменение параметров компрессора по внешней скоростной характеристике дизеля

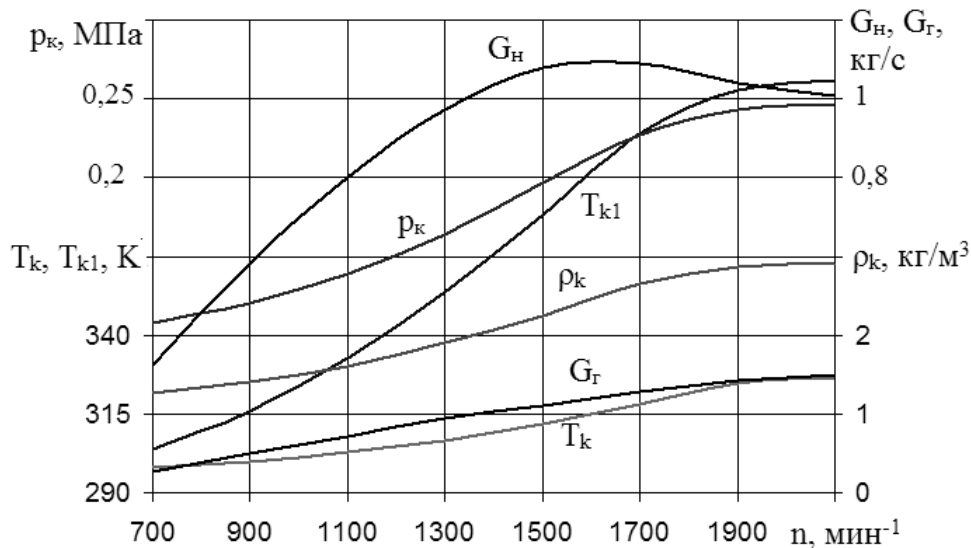


Рис. 5. Изменение параметров ОНВ по внешней скоростной характеристике дизеля

### Расчет параметров эжектора

Полученные после проведенных расчетов данные вместе с известными геометрическими размерами эжектора достаточны для расчета характеристики эжектора на частичном режиме. Параметры ОГ с параметрами ОБ в эжекторе связывает закон сохранения импульса [13–15]:

$$(G_r w_{p2} + G_H w_{H2}) - (G_r + G_H) w_3 = (p_3 - p_{H2}) f_p + (p_3 - p_{H2})(f_3 - f_p), \quad (4)$$

где  $w_{p2}, w_{H2}$  – скорости рабочего и инжектируемого потоков на входе в камеру смешения;  
 $w_3, p_3$  – скорость и давление смешанного потока на выходе из камеры смешения;  
 $p_{p2}, p_{H2}$  – давления рабочего и инжектируемого потоков на входе в камеру смешения;  
 $f_p, f_3$  – площади поперечного сечения сопла и камеры смешения.

Решение уравнения (4) позволяет определить текущий коэффициент эжекции  $u$  на любом режиме работы дизеля и затем уточнить  $\Delta T$  и  $\rho_k$ . Параметры эжектора в функции частоты вращения коленчатого вала дизеля приведены на рис. 6.

Данных, полученных после расчета параметров турбокомпрессора и ОНВ, достаточно для проектного расчета параметров эжектора [16, 17].

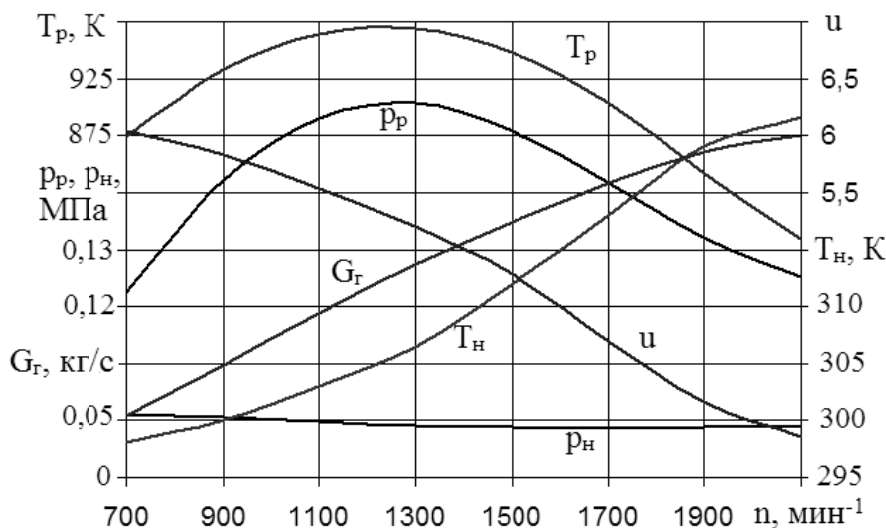


Рис. 6. Изменение параметров эжектора по внешней скоростной характеристике дизеля

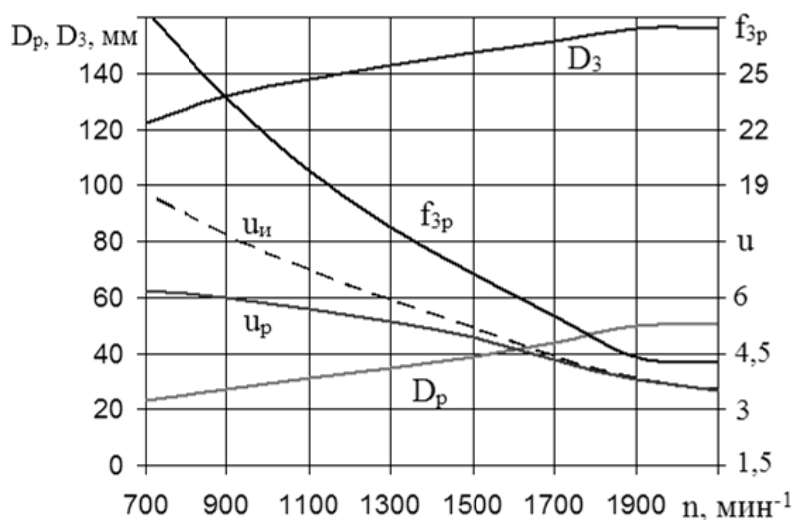


Рис. 7. Изменение геометрических параметров и коэффициентов эжекции  $u_p$ ,  $u_i$  соответственно для реального и «идеального» эжекторов

В результате определены оптимальные геометрические размеры (диаметры сопла  $D_p$  и камеры смешения  $D_3$ ), соответствующие наибольшему коэффициенту эжекции для данного частичного режима (рис. 7).

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала дизеля коэффициент эжекции реального эжектора возрастает [18, 19]. Максимально возможный коэффициент эжекции может быть получен при регулировании (уменьшении) площади проходного сопла и камеры смешения эжектора [20, 21] с уменьшением частоты вращения коленчатого вала дизеля.

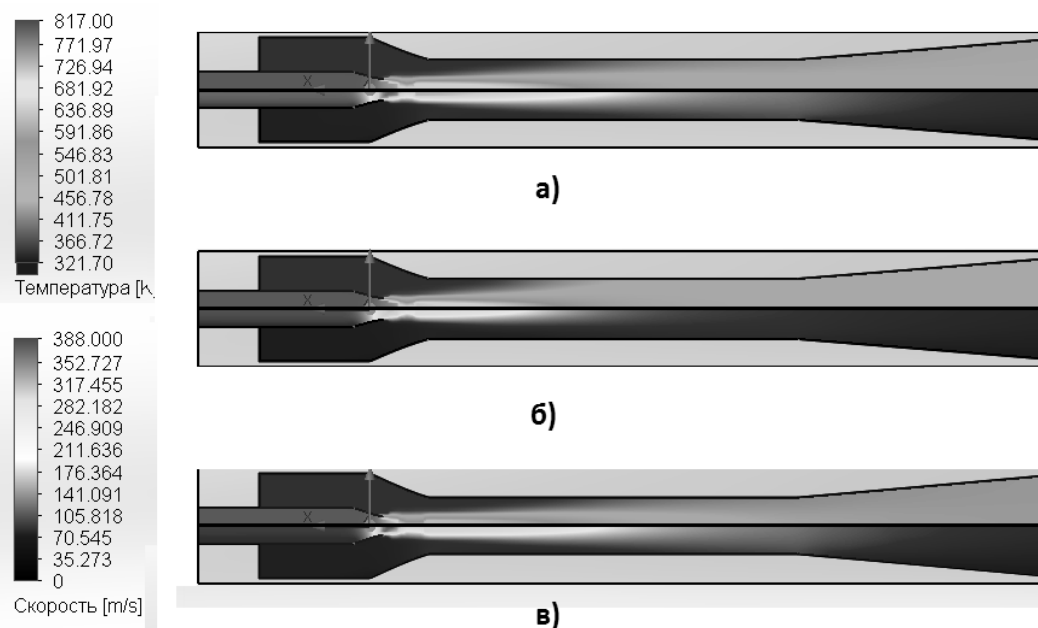
Эти результаты подтверждаются и численным моделированием, проведенным в программном пакете Flow Simulation SolidWorks (рис. 8).

Регулирование проточной части эжектора – изменение площадей сопла и камеры смешения на частичных режимах работы – приводит к увеличению коэффициента эжекции.

#### Выводы

Совместная работа системы, состоящей из охладителя, турбокомпрессора и эжектора требует согласования их рабочих параметров и характеристик.

Для достижения необходимой степени охлаждения  $\Delta T = 70$  градусов необходимо обеспечить коэффициент эжекции  $u = 3,47$ , что соответствует расходу охлаждающего воздуха  $G_n = 1,04$  кг/с.



**Рис. 8.** Численное моделирование работы эжектора: а)  $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ ,  $u = 3,46$ ,  $G_n = 1,04 \text{ кг/с}$ , размеры эжектора соответствуют размерам на номинальном режиме  $D_p = 49 \text{ мм}$ ,  $D_3 = 147 \text{ мм}$ ; б)  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $u = 4$ ,  $G_n = 0,92 \text{ кг/с}$ , размеры эжектора соответствуют размерам на номинальном режиме  $D_p = 49 \text{ мм}$ ,  $D_3 = 147 \text{ мм}$ ; в)  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $u = 4,55$ ,  $G_n = 1,04 \text{ кг/с}$ , размеры эжектора соответствуют размерам на режиме максимального момента  $D_p = 40 \text{ мм}$ ,  $D_3 = 137 \text{ мм}$

Для обеспечения такого расхода, давление  $p_p$  отработавших газов перед соплом эжектора должно быть не менее 131 кПа.

Анализируемое техническое решение, используемое как источник циркуляции охлаждающего воздуха через ОНВ, и представляющее собой систему эжекционного охлаждения наддувочного воздуха обеспечивает необходимую мощность дизеля.

### Литература

1. *Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.*
2. *Arcoumanis, C. Flow and combustion in reciprocating engines / C. Arcoumanis, T. Kamimoto. – Springer, 2009. – 427 p.*
3. *Успенский, В.А., Струйные вакуумные насосы / В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.*
4. *Мурзин, В.С. Совершенствование рабочего процесса дизелей серии Т для достижения параметров мирового технического уровня / В.С. Мурзин // Двигателестроение. – 2011. – № 2 (244). – С. 17–21.*
5. *Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учеб. для вузов / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.*
6. *Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. Ч. 1: учеб. руководство: для втузов / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – 600 с.*
7. *Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справ. пособие / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.*
8. *Самойлович, Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. – М.: Энергоиздат, 1982. – 496 с.*
9. *Heireth, H. Charging of internal combustion engine / H. Heireth, P. Prenzinger. – Wien; New York: Springer, 2003. – 283 p.*
10. *Нацокин, В.В. Техническая термодинамика / В.В. Нацокин. – М.: Высш. шк., 1975. – 496 с.*
11. *Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.*

12. Dennis, M. *A prescription for primary nozzle diameters for solar driven ejectors* / M. Dennis, T. Cochran, A. Marina // *Solar Energy*. – 2015. – Vol. 115. – P. 405–412. DOI: 10.1016/j.solener.2015.02.045
13. Абрамович, Г.Н. *Теория турбулентных струй* / Г.Н. Абрамович. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 720 с.
14. Zeyghami, M. *A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods* / M. Zeyghami, D.Y. Goswami, E. Stefanakos // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2015. – Vol. 51. – P. 1428–1445. DOI: 10.1016/j.rser.2015.07.011
15. Sarkar, J. *Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems* / J. Sarkar // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – Vol. 16. – Iss. 9. – P. 6647–6659. DOI: 10.1016/j.rser.2012.08.007
16. Li, X. *The first and second law analysis on an organic Rankine cycle with ejector* / X. Li, X. Li, Q. Zhang // *Solar Energy*. – 2013. – Vol. 93. – P. 100–108. DOI: 10.1016/j.solener.2013.04.003
17. Hakkaki-Fard, A. *A computational methodology for ejector design and performance maximization* / A. Hakkaki-Fard, Z. Aidoun, M. Ouzzane // *Energy Conversion and Management*. – 2015. – Vol. 105. – P. 1291–1302. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.08.070
18. *The characteristics of pressure recovery in an adjustable ejector multi-evaporator refrigeration system* / C. Lin, W. Cai, Y. Li, J. Yan // *Energy*. – 2012. – Vol. 46. – Iss. 1. – P. 148–155. DOI: 10.1016/j.energy.2012.09.007
19. *A novel ejector with a bypass to enhance the performance* / W. Chen, H. Chen, C. Shi et al. // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 93. – P. 939–946. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.067
20. *Experimental investigation of the adjustable ejector in a multi-evaporator refrigeration system* / C. Lin, Y. Li, W. Cai, J. Yan // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 61. – P. 2–10. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.045
21. *Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system* / C. Lin, Y. Li, W. Cai, J. Yan // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 61. – Iss. 2. – P. 649–656. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.033

Лазарев Евгений Анатольевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, lea2@mail.ru.

Салов Андрей Юрьевич, аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, s-1990@mail.ru.

Поступила в редакцию 9 сентября 2016 г.

DOI: 10.14529/engin160403

## CHARACTERISTIC OF TURBOCHARGER-INTERCOOLER-EJECTOR SYSTEM, AN AT DIESEL ENGINE

E.A. Lazarev, lea2@mail.ru,

A.Y. Salov, s-1990@mail.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Methods of calculating the characteristics of the system, consisting of a turbocharger, intercooler and ejector, which installed after the turbine. It allows to determine the parameters of the charge air before the valves at any operating mode of the diesel engine, as well as to find to find an ability to control of the ejector. Calculation allow one to relate the parameters listed devices and determine the parameters of the charge air, as well as other parameters, such as the power of the turbocharger and the pressure and temperature of the gases in the main sections of the compressor and turbine in any diesel engine operation. The initial data for this calculation are geome-

tric dimensions of the turbine, compressor, ejector, intercooler, known in the design calculation and current values of the pressure and exhaust gas temperature. Shows the characteristics of such a system designed for diesel 4T series. On the full-load curve showing changes in temperature and exhaust gas pressure before the turbine and in front of the ejector, the pressure and temperature of the charge air downstream of the compressor and after cooling, the pressure and temperature of cooling air to the ejector, and changing the degree of pressure rise in the compressor, the degree of the exhaust gas pressure reduction in the turbine of the turbocharger power, cooling air flow through the cooler, the degree of cooling of the charge air.

*Keywords: ejection charge air cooling system, gas-jet ejector, flow characteristics, exhaust gases and air flow rates, ejection coefficient.*

### References

1. Orlin A.S., Kruglov M.G. (Eds.) *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Sistemy porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines and combined systems piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 456 p.
2. Arcoumanis C., Kamimoto T. *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009. 427 p.
3. Uspenskij V.A., Kuznecov Ju.M. *Strujnye vakuurnye nasosy* [Ejectors]. – Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 144 p.
4. Murzin V.S. *Sovershenstvovanie rabocheho processa diseley serii T dlja dostishenija parametrov mirovogo technicheskogo urovnja* [Improvement of Combustion in Series “T” Engines with a View to Achieve up-to-date Performance Level]. *Dvigatelistroenie*, 2011, vol. 2 (242), pp. 17–21.
5. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and design of aviation blade machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 432 p.
6. Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika. Chast' 1.* [Applied gas dynamics. Part 1]. Moscow, Nauka Publ., 1991. 600 p.
7. Baykov B.P., Bordukov V.G, Ivanov P.V., Deych R.S. *Turbokompressory dlya nadduva diseley: spravochnoe posobie* [Turbochargers for charging diesel]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1985. 200 p.
8. Samoylovich G.S., Troyanovskiy B.M. *Peremennye i perekhodnye rezhimy v parovykh turbinakh* [Variables and transients in steam turbines]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 496 p.
9. Heireth H., Prenninger P. *Charging of internal combustion engine*. Wien, New York, Springer, 2003. 283 p.
10. Nashchokin, V.V. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1975. 496 p.
11. Sokolov E.Ja., Zinger N.M. *Struynye apparaty* [Jet devices]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
12. Dennis M., Cochrane T., Marina A. A prescription for primary nozzle diameters for solar driven ejectors. *Solar Energy*, 2015, vol. 115, pp. 405–412. DOI: 10.1016/j.solener.2015.02.045
13. Abramovich G.N. *Teoriya turbulentnykh struy* [Theory of Turbulent Jets]. Moscow, EKOLIT Publ., 2011. 720 p.
14. Zeyghami M., Goswami D.Y., Stefanakos E. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, vol. 51, pp. 1428–1445. DOI: 10.1016/j.rser.2015.07.011
15. Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, vol. 16, iss. 9, pp. 6647–6659. DOI: 10.1016/j.rser.2012.08.007
16. Li X., Li X., Zhang Q. The first and second law analysis on an organic Rankine cycle with ejector. *Solar Energy*, 2013, vol. 93, pp. 100–108. DOI: 10.1016/j.solener.2013.04.003
17. Hakkaki-Fard A., Aidoun Z., Ouzzane M. A computational methodology for ejector design and performance maximisation. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 105, pp. 1291–1302. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.08.070
18. Lin C., Cai W., Li Y., Yan J. The characteristics of pressure recovery in an adjustable ejector multi-evaporator refrigeration system. *Energy*, 2012, vol. 46, iss. 1, pp. 148–155. DOI: 10.1016/j.energy.2012.09.007



19. Chen W., Chen H., Shi C., Xue K., Chong D. A novel ejector with a bypass to enhance the performance. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 93, pp. 939–946. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.067

20. Lin C., Li Y., Cai W., Yan J. Experimental investigation of the adjustable ejector in a multi-evaporator refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 61, pp. 2–10. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.045

21. Lin C., Li Y., Cai W., Yan J. Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 61, iss. 2, pp. 649–656. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.033

*Received 9 September 2016*

---

**ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ**

Лазарев, Е.А. Согласование режимов работы и характеристика системы «турбокомпрессор – охладитель – эжектор» в дизеле с наддувом / Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т. 16, № 4. – С. 23–31. DOI: 10.14529/engin160403

**FOR CITATION**

Lazarev E.A., Salov A.Y. Characteristic of Turbo-charger-Intercooler-Ejector System, an at Diesel Engine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2016, vol. 16, no. 4, pp. 23–31. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin160403

---