

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ МЕЖДУ ЭЛЕМЕНТАМИ СИСТЕМЫ «ГАЗОВАЯ ТУРБИНА – ЭЖЕКТОР – ОХЛАДИТЕЛЬ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА» В ДИЗЕЛЕ С НАДДУВОМ

Е.А. Лазарев¹, lazarevea@susu.ru

А.Ю. Салов², s-1990@mail.ru

В.Е. Лазарев¹, lazarevve@susu.ru

¹ Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

² АО «Специальное конструкторское бюро «Турбина», Челябинск, Россия

Аннотация. Обоснована целесообразность распределения энергии отработавших газов между элементами системы «газовая турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» в дизеле с газотурбинным наддувом при применении эжектора для осуществления циркуляции охлаждающего воздуха через охладитель с целью охлаждения воздуха после компрессора. Отмечается актуальность перераспределения энергии отработавших газов между элементами системы для совершенствования систем охлаждения наддувочного воздуха в направлении снижения затрат мощности на функционирование и упрощения конструкции их элементов. Рассмотрены функциональные и конструктивные особенности элементов системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха. Отмечается неполнота изученности функционирования эжектора на выпуске для интенсивной циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу охладителя при размещении эжектора после турбины турбокомпрессора.

Определены критерии оценки эффективности системы «турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» и условия их использования. Отмечается необходимость решения системы критериальных уравнений при нахождении оптимального значения степени понижения давления в турбине. Рассмотрены возможные способы включения газовой турбины и эжектора в выпускном тракте дизеля, в частности, последовательный и параллельный способ. Установлена необходимость рационального распределения отработавших газов между газовой турбиной и эжектором.

Приведены основные факторы, характеризующие связи функциональных и геометрических параметров элементов системы. Отражены особенности комплексной оценки эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с использованием математического моделирования процессов в различных элементах системы для изыскания резервов и компромиссных решений по снижению затрат мощности на ее функционирование. Результаты комплексной оценки эффективности эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха методом численного моделирования представлены графически в виде зависимостей параметров ее элементов от степени понижения давления в турбине турбокомпрессора.

Анализ результатов комплексной оценки эффективности показывает, что наиболее эффективен последовательный способ установки эжектора за турбиной турбокомпрессора. Отмечается, что затраты мощности дизеля на функционирование эжектора должны быть меньше, чем снижение ее от уменьшения плотности наддувочного воздуха при падении π_k вследствие перераспределения энергии отработавших газов между турбиной и эжектором.

Максимальные значения степени охлаждения, плотности наддувочного воздуха и эффективной мощности дизеля достигаются при различных значениях степеней понижения давления в турбине или эжекторе. В этой связи делается вывод о целесообразности значения степеней понижения давления в турбине или эжекторе на компромиссной основе.

Ключевые слова: газовая турбина, охладитель наддувочного воздуха, эжекционная система охлаждения, эжектор и его элементы, параметры потоков газа, наддувочного и охлаждающего воздуха, распределение энергии отработавших газов, коэффициент эжекции

Для цитирования: Лазарев Е.А., Салов А.Ю., Лазарев В.Е. Распределение энергии отработавших газов между элементами системы «газовая турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» в дизеле с наддувом // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 4. С. 22–31. DOI: 10.14529/engin240402

DISTRIBUTION OF EXHAUST GAS ENERGY BETWEEN THE ELEMENTS SYSTEMS “GAS TURBINE – EJECTOR – CHARGE AIR COOLER” IN A SUPERCHARGED DIESEL ENGINE

E.A. Lazarev¹, lazarevea@susu.ru

A.Y. Salov², s-1990@mail.ru

V.E. Lazarev¹, lazarevve@susu.ru

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

² Joint Stock Company Special Design Bureau “Turbina”, Chelyabinsk, Russia

Abstract. The expediency of distributing exhaust gas energy between the elements of the “gas turbine – ejector – charge air cooler” system in a diesel engine with a gas turbine boost when using an ejector to circulate cooling air through a cooler in order to cool the air after the compressor is substantiated. The relevance of the redistribution of exhaust gas energy between the system elements is noted in order to improve the charge air cooling systems in the direction of reducing the cost of power for operation and simplifying the design of their elements. The functional and design features of the elements of the charge air ejection cooling system are considered. The incompleteness of studying the functioning of the ejector at the outlet for intensive circulation of cooling air through the cooler matrix when placing the ejector after the turbocharger turbine is noted.

The criteria for evaluating the effectiveness of the “turbine – ejector – charge air cooler” system and the conditions of their use are determined. It is noted that it is necessary to solve a system of criteria equations when finding the optimal value of the degree of pressure reduction in the turbine. Possible ways of switching on a gas turbine and an ejector in the exhaust tract of a diesel engine, in particular, a sequential and parallel method, are considered. The necessity of rational distribution of exhaust gases between the gas turbine and the ejector has been established. The main factors characterizing the relationship between the functional and geometric parameters of the system elements are given.

The features of a comprehensive assessment of the ejection cooling system of the charge air in a diesel engine using mathematical modeling of processes in various elements of the system to find reserves and compromise solutions to reduce the cost of power for its operation are reflected. The results of a comprehensive assessment of the efficiency of the charge air ejection cooling system by numerical modeling are presented graphically in the form of dependences of the parameters of its elements on the degree of pressure reduction in the turbocharger turbine.

Analysis of the results of the comprehensive efficiency assessment shows that the most effective method is the sequential installation of the ejector behind the turbine of the turbocharger. It is noted that the cost of diesel power to the ejector must be less than the reduction of its power from the decrease in the density of the superheated air in the fall of π_k due to the redistribution of the energy of the exhaust gases between the turbine and the ejector.

The maximum values of the degree of cooling, charge air density and effective diesel power are achieved at various degrees of pressure reduction in the turbine or ejector. In this regard, it is concluded that it is advisable to set the degrees of pressure reduction in the turbine or ejector on a compromise basis.

Keywords: gas turbine, charge air cooler, ejection cooling system, ejector and its elements, parameters of gas flows, charge and cooling air, exhaust gas energy distribution, ejection coefficient.

For citation: Lazarev E.A., Salov A.Y., Lazarev V.E. Distribution of exhaust gas energy between the elements of the “gas turbine – ejector – charge air cooler” system in a Supercharged diesel engine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024:24(4):22–31. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240402

Введение

Энергия отработавших газов (ОГ) в дизеле с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (НВ) в зависимости от их температуры, давления и расхода может быть условно подразделена на высоко- и низкопотенциальные составляющие. Энергию

ОГ на выходе из выпускного коллектора относят к высокопотенциальной, а энергию ОГ после срабатывания части ее в турбине турбокомпрессора – к низкопотенциальной составляющей.

Низкопотенциальная составляющая энергии ОГ характеризуется пониженным давлением и температурой и, как правило, расходуется либо на удаление пылевых частиц из пылесборников воздушных фильтров, либо на осуществление циркуляции атмосферного воздуха через матрицы радиаторов системы охлаждения или охладителей наддувочного воздуха посредством эжектирования, либо выбрасывается в атмосферу, загрязняя окружающую среду. В связи с последним важно уменьшать энергию, теряемую в результате такого выброса ОГ.

Поэтому целесообразно полнее использовать низкопотенциальную составляющую энергии ОГ, например, для снижения затрат на осуществление циркуляции атмосферного воздуха через матрицы охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) посредством эжектирования. С этой целью необходимо дальнейшее совершенствование эжекционных систем охлаждения наддувочного воздуха путем рационального распределения энергии между элементами этой системы, к которым относятся газовая турбина, эжектор и охладитель наддувочного воздуха (рис. 1).

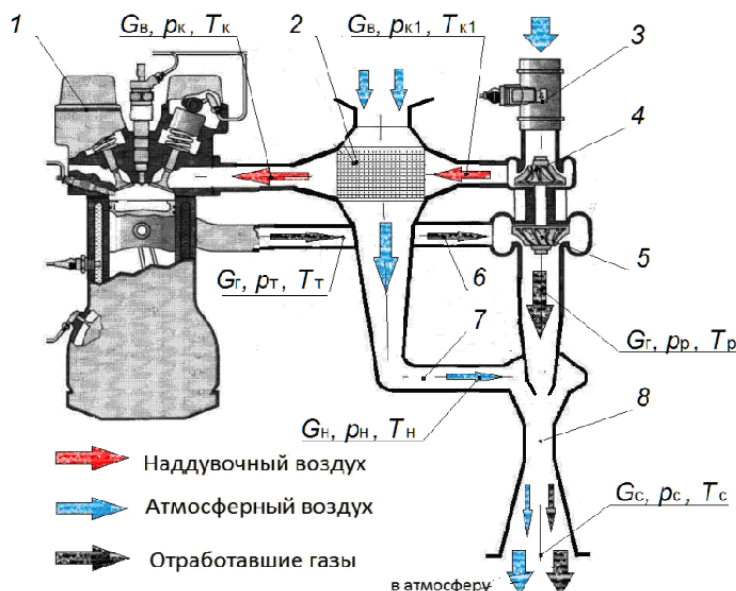
При применении эжектора для циркуляции охлаждающего воздуха (ОВ) из атмосферы через ОНВ, рабочим потоком в котором являются отработавшие газы, нагретый наддувочный воздух после компрессора 4 под определенным давлением и с соответствующей температурой направляется в ОНВ 2. В ОНВ происходит теплообмен между наддувочным воздухом после компрессора и охлаждающим воздухом из атмосферы, после чего НВ направляется в цилиндр дизеля. Отработавшие газы из цилиндра дизеля поступают в турбину 5 турбокомпрессора, в которой срабатывается часть энергии для привода компрессора 4. После турбины отработавшие газы поступают в эжектор 8, где, расширяясь в сопле, передают оставшуюся часть кинетической энергии охлаждающему воздуху, увлекая и осуществляя его циркуляцию через ОНВ [1, 2].

Материалы и методы

Известно, что элементы системы эжекционного охлаждения служат для повышения плотности наддувочного воздуха: турбина – посредством увеличения работы компрессора и, как следствие, повышения давления p_k наддува, а эжектор – посредством снижения температуры T_k наддувочного воздуха за счет обеспечения необходимого циркуляционного расхода $G_{ов}$ охлаждающего воздуха.

Рис. 1. Структурная схема эжекционной системы охлаждения НВ и параметры газозвушных потоков в сечениях ее элементов: 1 – дизель, 2 – ОНВ, 3 – устройство измерения расхода воздуха, 4 – компрессор, 5 – турбина, 6 – трубопровод ОГ, 7 – трубопровод ОВ, 8 – эжектор

Fig. 1. Block diagram of the NB ejection cooling system and parameters of gas-air flows in the sections of its elements: 1 – diesel, 2 – ONV, 3 – air flow measurement device, 4 – compressor, 5 – turbine, 6 – exhaust gas pipeline, 7 – OV pipeline, 8 – ejector



Для обеспечения требуемой эффективности эжекционной системы необходимо принятие компромиссных решений по рациональному распределению энергии между элементами этой системы, при котором обеспечивается максимальная плотность наддувочного воздуха при минимальных затратах энергии на циркуляцию охлаждающего воздуха через матрицу охладителя по сравнению, например, с вентиляторной системой охлаждения. Возможность достижения максимальной мощности дизеля при использовании эжектора для циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу ОНВ требует дополнительного рассмотрения.

Для обеспечения требуемой степени ΔT охлаждения НВ необходим анализ параметров и режимов работы элементов эжекционной системы с оценкой ее эффективности при углубленном рассмотрении. В настоящей статье эффективность системы «турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» оценивалась на примере системы газообмена в дизеле 4ЧН13/15.

Для оценки эффективности системы «турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» определялись соответствующие критерии и условия их использования. С этой целью рассмотрим адиабатную работу компрессора, представленную в работах [3, 4]:

$$H_k = \eta_k \eta_t H_t, \quad (1)$$

где η_k, η_t – КПД компрессора и турбины соответственно; H_t – адиабатная работа турбины турбокомпрессора.

Расчетный анализ проводится обычно применительно к номинальному режиму работы дизеля, при этом значения КПД компрессора и турбины примем неизменными.

Степень повышения давления π_k наддувочного воздуха в компрессоре можно определить, следуя рекомендациям работ [5, 6]:

$$\pi_k = \left(H_k \frac{k_B - 1}{k_B} \frac{1}{R_B T_0} + 1 \right)^{\frac{k_B}{k_B - 1}},$$

где k_B, R_B – показатель адиабаты и газовая постоянная воздуха соответственно; T_0 – температура окружающей среды.

Считая процесс сжатия адиабатным, можно принять, что температура T_{k1} наддувочного воздуха после компрессора определится в соответствии с работами [7, 8]:

$$T_{k1} = T_0 \pi_k^{\frac{k_B - 1}{k_B}}. \quad (2)$$

Плотность наддувочного воздуха после компрессора в таком случае составляет

$$\rho_{k1} = \frac{p_k}{R_B T_{k1}} = \rho_0 \pi_k^{\frac{1}{k_B}}, \quad (3)$$

где ρ_0 – плотность воздуха перед компрессором; p_k – давление наддувочного воздуха после компрессора.

Коэффициент эжекции u может быть найден из уравнения, приведенного в работе [9]:

$$u \ln \frac{p_c}{p_n} = \eta_3 \ln \pi_3 = \eta_3 \ln \frac{\pi_n}{\pi_t}, \quad (4)$$

где η_3 – КПД эжектора; p_c, p_n – давление охлаждающего воздуха после и перед эжектором соответственно; π_n, π_t, π_3 – степени понижения давления соответственно в системе «турбина – эжектор», турбине и эжекторе.

Давление p_n можно представить, согласно работе [10], в виде

$$p_n = p_0 - \xi \frac{\rho_{ov} w_n^2}{2}, \quad (5)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления ОНВ; ρ_{ov} – средняя плотность охлаждающего воздуха; w_n – средняя скорость движения охлаждающего воздуха через матрицу ОНВ.

При неизменной площади канала F_w матрицы ОНВ скорость w потока зависит от расхода G_{ov} и плотности ρ_{ov} , а расход G_{ov} , в свою очередь, зависит, в соответствии с рекомендациями работ [11, 12], от коэффициента эжекции u и расхода воздуха дизелем G_b :

$$w = \frac{G_{ov}}{\rho_{ov} F_w} = \frac{u G_b}{\rho_{ov} F_w} = f(u, T_{k1}). \quad (6)$$

При $G_b \ll G_{ov}$ пренебрежение изменением плотности дает малую погрешность, и для простоты рассуждений можно записать:

$$p_n = A u^2, \quad (7)$$

где A – некая постоянная величина.

Температура наддувочного воздуха перед впускными клапанами дизеля, согласно работам [13, 14], определится

$$T_k = T_{k1} - \Delta T. \quad (8)$$

Таким образом, плотность наддувочного воздуха после ОНВ определится, в соответствии с работами [15, 16], в виде

$$\rho_k = \frac{p_k}{R_b T_k} = \frac{p_k}{R(T_{k1} - \Delta T)}, \quad (9)$$

где $p_k = p_0 \pi_k$ – давление наддувочного воздуха после ОНВ; T_k – температура наддувочного воздуха после ОНВ; ΔT_k – понижение температуры наддувочного воздуха в ОНВ.

Так как $\Delta T = f(u)$, а $u = f(\pi_t)$, то и $T_k = f(\pi_t)$. Это означает, что плотность наддувочного воздуха после ОНВ есть функция лишь степени понижения π_t давления в турбине.

При нахождении оптимального значения степени понижения давления в турбине можно исходить из условий, определяемых результатами решения приведенных ниже уравнений:

1) определения максимальной степени охлаждения наддувочного воздуха

$$\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial \pi_t} \right)_{\pi_t} = 0; \quad (10)$$

2) достижения максимальной плотности наддувочного воздуха

$$\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial \pi_t} \right)_{T_t, p_t} = 0; \quad (11)$$

3) получения максимальной мощности дизеля с газотурбинным наддувом

$$\left(\frac{\partial N_e}{\partial \pi_t} \right)_{T_t, p_t} = 0. \quad (12)$$

В силу сложности решение представленных уравнений целесообразно в численном виде. Таким образом, определение параметров эжекционного устройства в рассматриваемой системе охлаждения наддувочного воздуха в общем виде сводится к нахождению компромиссного распределения энергии отработавших газов между турбиной и эжектором.

Результаты и обсуждение

Особенности распределения энергии отработавших газов в эжекционной системе охлаждения между газовой турбиной и эжектором заключаются в существовании максимального снижения температуры наддувочного воздуха ΔT_{\max} , исходя из выражения (10), что становится очевидным при анализе двух предельных случаев распределении энергии отработавших газов:

– энергия отработавших газов (теплоперепад H_n) полностью срабатывается в турбине. При этом эжекционное устройство не функционирует, т. е. коэффициент эжекции $u = 0$, что означает отсутствие циркуляции охлаждающего воздуха через ОНВ и снижение температуры наддувочного воздуха ΔT близко к нулю;

– энергия отработавших газов (теплоперепад H_n) полностью срабатывается в эжекционном устройстве, работа турбины и, соответственно, компрессора равна нулю. В этом случае разность температур охлаждающего и наддувочного воздуха практически отсутствует и, несмотря на наличие циркуляции охлаждающего воздуха через ОНВ, снижение температуры наддувочного воздуха ΔT также близко к нулю.

Поскольку функция $\Delta T = f(\pi_t)$ в рассматриваемом интервале изменения степени понижения давления в турбине непрерывна и дифференцируема, она имеет экстремум в соответствии с теоремой Ролля.

О плотности наддувочного воздуха сказать подобное нельзя. Рассмотрим уравнение (9) и найдем необходимое условие существования экстремума для плотности воздуха после ОНВ как функции от π_t :

$$\frac{d\rho_k}{d\pi_t} = \frac{\frac{dp_k}{d\pi_t}(T_{k1} - \Delta T) - p_k \left(\frac{dT_{k1}}{d\pi_t} - \frac{d\Delta T_{k1}}{d\pi_t} \right)}{R_b (T_{k1} - \Delta T)^2} = 0. \quad (13)$$

После элементарных преобразований уравнение можно привести к следующему виду:

$$p_0 \frac{d\pi_k}{d\pi_T} \left(T_k \frac{1}{k_B} - \Delta T + \pi_k \frac{d\Delta T}{d\pi_k} \right) = 0, \quad (14)$$

откуда следует два условия:

$$\frac{d\pi_k}{d\pi_T} = 0 \quad \text{и} \quad T_k \frac{1}{k_B} - \Delta T + \pi_k \frac{d\Delta T}{d\pi_k} = 0.$$

Для рассмотрения первого условия уравнение (2) представим в виде

$$\pi_k = \left(1 + \beta \tau \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) \right)^{\frac{k_B}{k_B-1}}, \quad (15)$$

где $\beta = \frac{k_T-1}{k_T} \frac{k_B}{k_B-1} \frac{R_T}{R_B}$ – параметр, характеризующий различие теплофизических свойств ОГ и ОВ;

$\tau = \eta_{\text{гтн}} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \phi_{\text{пр}}} \right) \frac{T_T}{T_0}$ – параметр, характеризующий нагрузку дизеля; $\eta_{\text{гтн}}$ – КПД турбокомпрессора; α – коэффициент избытка воздуха; $\phi_{\text{пр}}$ – коэффициент продувки; L_0 – теоретически необходимая масса воздуха для полного сгорания 1 кг топлива.

В итоге получим решение следующего вида:

$$\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\beta \tau}}. \quad (16)$$

Однако это математическое решение не может быть реализовано физически. Несмотря на то, что τ – функция от π_T , она так же, как и β , величина положительная и всегда больше единицы, а это означает, что в выражении (16) значение π_T должно быть меньше единицы, чего, очевидно, не может быть.

Для рассмотрения второго условия выполним преобразования и получим

$$\frac{d\Delta T}{d\pi_k} - \frac{\Delta T}{\pi_k} = -T_{k1} \frac{1}{k_B} \pi_k^{-\frac{1}{k_B}}. \quad (17)$$

Решение этого обычного линейного уравнения первого порядка представляется, согласно рекомендациям работ [17, 18], в виде

$$\Delta T = T_0 \pi_k^{\frac{k_B-1}{k_B}} + C \pi_k = T_{k1} + C \pi_k. \quad (18)$$

Если константу C определить, исходя из параметров номинального режима работы дизеля с вентиляторной системой охлаждения наддувочного воздуха, то для сохранения равенства потребуется увеличение ΔT . Другими словами, рассматривая охлаждение наддувочного воздуха как средство повышения его плотности, при установке эжектора сохранение плотности, достигаемой при использовании вентилятора для циркуляции охлаждающего воздуха, обеспечивается большим значением степени охлаждения ΔT . Это объясняется тем, что несмотря на уменьшение температуры T_{k1} при снижении p_k , сохранение исходного уровня ΔT будет недостаточно, поскольку установка за турбиной эжекционного устройства влечет за собой снижение π_T , а следовательно, в итоге уменьшение давления p_k и плотности ρ_k , создаваемых компрессором.

При отсутствии охлаждения наддувочного воздуха плотность как функция от π_T меняется в соответствии с зависимостью (3). Температура T_{k1} растет в меньшей степени, чем π_k , и прирост плотности наддувочного воздуха от увеличения его давления выше (рис. 2). На рис. 2 представлены: относительная степень повышения давления наддувочного воздуха зависимостью

$$\pi_k' = \frac{1}{\pi_k} \frac{d\pi_k}{d\pi_T}, \quad \text{относительная температура наддувочного воздуха зависимостью} \quad T_k' = \frac{1}{T_k} \frac{dT_k}{d\pi_T} \quad \text{и}$$

$$\text{быстрота изменения плотности наддувочного воздуха зависимостью} \quad \rho_k' = \frac{d\rho_k}{d\pi_T}.$$

Можно заметить, что при отсутствии охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ его плотность возрастает при увеличении π_t , так как температура T_k растет медленнее, чем ρ_k . Появление экстремума функции $\Delta T = f(\pi_t)$ объясняется ситуацией, когда увеличение температуры наддувочного воздуха в какой-то момент начнет превышать рост его давления (рис. 3).

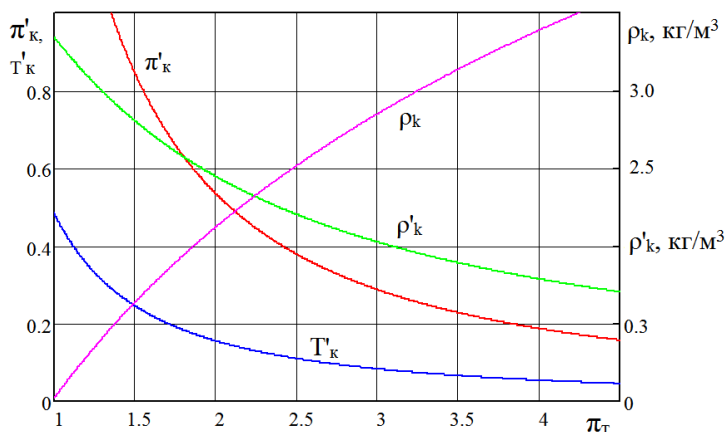


Рис. 2. Изменение относительных степени повышения давления, температуры, плотности ρ_k и быстроты изменения плотности наддувочного воздуха в зависимости от π_t
Fig. 2. Changes in the relative degree of increase in pressure, temperature, and density of the ρ_k and the speed of change in the charge air density depending on the π_t

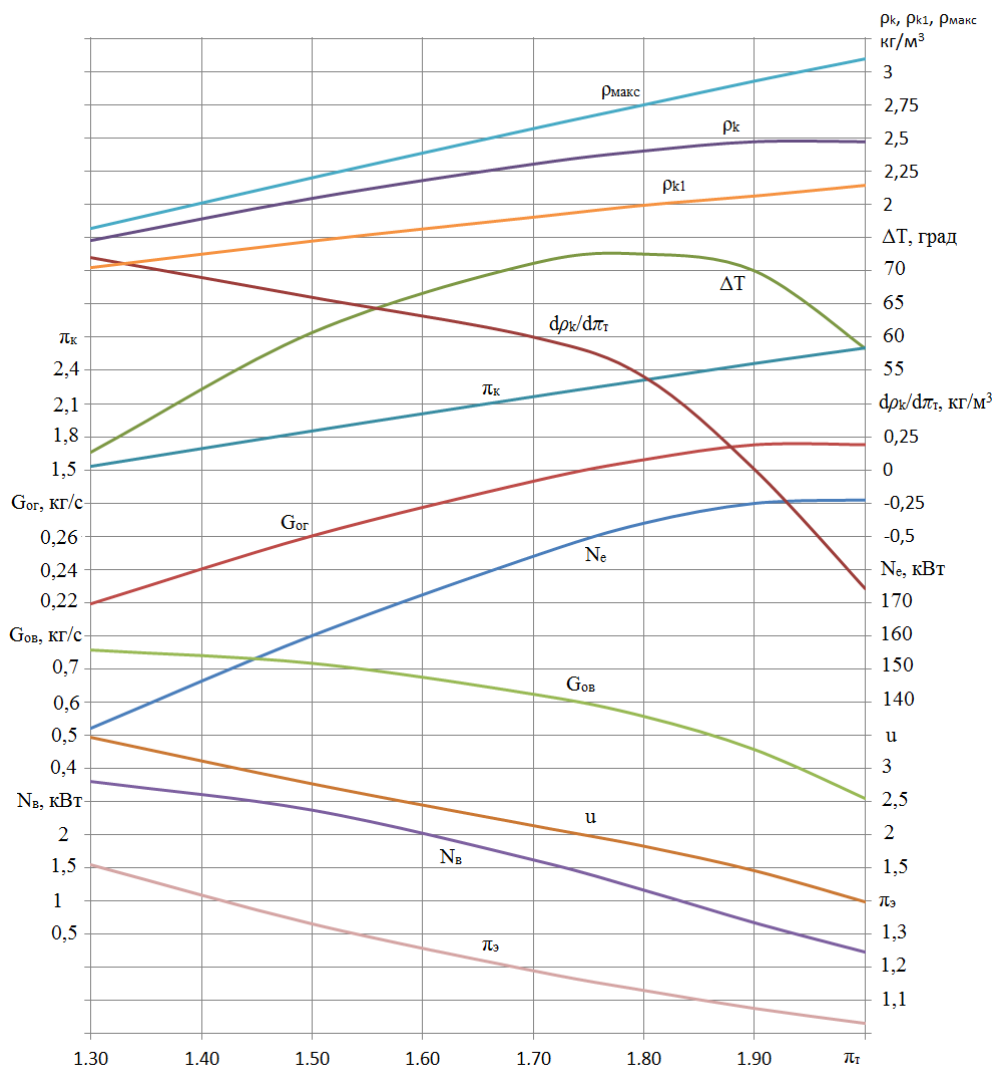


Рис. 3. Параметры турбокомпрессора и элементов системы
«газовая турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» в зависимости от π_t
Fig. 3. Parameters of the turbocharger and elements
of the “gas turbine – ejector – charge air cooler” system depending on the π_t

Увеличение мощности дизеля в соответствии с уравнением (12) обусловлено снижением ее затрат на циркуляцию охлаждающего воздуха, осуществляемую эжекционным устройством. Затраты мощности дизеля на функционирование эжекционного устройства должны быть меньше, чем снижение ее от уменьшения плотности наддувочного воздуха при падении π_k вследствие перераспределения энергии отработавших газов между турбиной и эжекционным устройством.

Однако нужно учитывать, что увеличение плотности посредством повышения π_k (через увеличение π_t) и/или увеличения ΔT (через повышение u) ведёт к увеличению π_n или то же самое к повышению p_t , т. е. к уменьшению работы процесса расширения газов в цилиндре, а соответственно, к уменьшению мощности дизеля. Используемая расчетная модель не дает прямой связи между давлениями отработавших газов перед турбиной и в начале процесса выпуска, потому этот вопрос требует дальнейшей проработки.

Затраты мощности N_b на циркуляцию охлаждающего воздуха через матрицу ОНВ по данным работ [19, 20]

$$N_b = \frac{G_{ov} \Delta p}{\rho_{ov}}, \quad (19)$$

где $G_{ov} = u \cdot G_b$ – расход охлаждающего воздуха; $\Delta p = p_0 - p_n$ – перепад давлений охлаждающего воздуха, создаваемый эжектором.

Разность значений $(H_3 - N_b/G_b)$ представляет собой потери энергии в эжекторе, обусловленные трением и диссипацией энергии при соударении смешивающихся потоков отработавших газов и охлаждающего воздуха.

Проведенное исследование свидетельствует, что:

- максимальное снижение температуры наддувочного воздуха можно обеспечить оптимальным распределением энергии отработавших газов между газовой турбиной и эжектором;
- максимальная плотность наддувочного воздуха может быть достигнута в том случае, если при одних и тех же затратах энергии на циркуляцию охлаждающего воздуха степень охлаждения НВ в случае применения эжекционного устройства будет больше, чем при применении, например, приводного вентилятора;
- возможность достижения максимальной мощности дизеля при использовании эжекционного устройства для циркуляции охлаждающего воздуха через ОНВ требует дополнительного рассмотрения.

Список литературы

1. Ханин Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. М.: Машиностроение, 1991. 333 с.
2. Лазарев Е.А., Помаз А.Н. Эффективность эжекционного охлаждения наддувочного воздуха и особенности ее экспериментальной оценки // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2016. Т. 16, № 3. С. 21–28. DOI: 10.14529/engin160303
3. Байков Б.П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
4. Gambini M., Vellini M. Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design (Springer Tracts in Mechanical Engineering). Springer, 2021, 406 p.
5. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
6. Korpela S. Principles of Turbomachinery, Wiley, 2011, 480 p.
7. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика: учебник. М.: Изд. дом МЭИ, 2008. 495 с.
8. Foust H. Thermodynamics, Gas Dynamics, and Combustion. Springer, 2021, 361 p.
9. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
10. 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. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
11. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука. Гл. физ.-мат. лит., 1991. 600 с.
12. Rathakrishnan E. Applied Gas Dynamics. Wiley, 2019, 570 p.

13. Heireth H., Prenninger P. *Charging of internal combustion engine*. Springer Wien NewYork. 2003, 283 p.
14. Arcoumanis C., Kamimoto T. *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009, 427 p.
15. Нащокин В.В. *Техническая термодинамика и теплопередача: учебное пособие для не-энергетических специальностей вузов*. М.: Высшая школа, 1975. 496 с.
16. Babu V. *Fundamentals of Gas Dynamics*. Springer, 2020, 281 p.
17. Zill D. *A First Course in Differential Equations with Modeling Applications*. Cengage Learning, 2017, 480 p.
18. Романко В. *Курс дифференциальных уравнений и вариационного исчисления*. М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2001, 344 с.
19. Heywood J. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, 2018, 1056 p.
20. Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи*. М.: Энергия, 1977. 344 с.

References

1. Khanin N.S., Aboltin E.V., Lyamtsev B.F., et al. *Avtomobil'nyye dvigateli s turbonadduvom*. [Automobile engines with turbocharging]. Moscow: Mashinostroenie, 1991. 333 p.
2. Lazarev E.A., Pomaz A.N. The Ejection Efficiency of Cooling Charge Air and its Experimental Evaluation. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2016, vol. 16, no. 3, pp. 21–28. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin160303
3. Baykov B.P., Bordukov V.G, Ivanov P.V., Deych R.S. *Turbokompressory dlya nadduva dizeley: spravochnoe posobie* [Turbochargers for charging diesel]. Leningrad, 1985. 200 p.
4. Gambini M., Vellini M. *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design* (Springer Tracts in Mechanical Engineering). Springer, 2021, 406 p.
5. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and design of aviation blade machines]. Moscow, 1986. 432 p.
6. Korpela S. *Principles of Turbomachinery*. Wiley, 2011, 480 p.
7. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheindlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, 2008. 495 p.
8. Foust H. *Thermodynamics, Gas Dynamics, and Combustion*. Springer, 2021, 361 p.
9. Sokolov E.Ya., Singer N.M. *Struynnye apparaty* [Jet ejectors]. Moscow, 1989. 352 p.
10. Orlin A.S., Kruglova M.G. (Eds.) *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Sistemy porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: Systems of Piston and combined engine systems]. Moscow, 1985. 456 p.
11. Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika. Chast' 1* [Applied gas dynamics. Part 1]. Moscow, 1991. 600 p.
12. Rathakrishnan E. *Applied Gas Dynamics*. Wiley, 2019, 570 p.
13. Heireth H., Prenninger P. *Charging of internal combustion engine*. Springer Wien NewYork. 2003. 283 p.
14. Arcoumanis C., Kamimoto T. *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009. 427 p.
15. Nashchokin V.V. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, 1975. 496 p.
16. Babu V. *Fundamentals of Gas Dynamics*. Springer, 2020. 281 p.
17. Zill D. *A First Course in Differential Equations with Modeling Applications*. Cengage Learning, 2017. 480 p.
18. Romanko V. *Kurs differencial'nykh uravnenij i variacionnogo ischisleniya* [Course of differential equations and calculus of variations]. Moscow, 2001. 344 p.
19. Heywood J. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, 2018. 1056 p.
20. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Heat Transfer Basics]. Moscow, 1977. 344 p.

Информация об авторах

Лазарев Евгений Анатольевич, профессор, доктор технических наук, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevea@susu.ru

Салов Андрей Юрьевич, ведущий инженер-конструктор, кандидат технических наук, АО «Специальное конструкторское бюро «Турбина», Челябинск, Россия; s-1990@mail.ru

Лазарев Владислав Евгеньевич, профессор, доктор технических наук, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevve@susu.ru

Information about the authors

Evgeny A. Lazarev, Professor, Doctor of technical sciences, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevea@susu.ru

Andrey Y. Salov, Leading design engineer, Candidate of Technical Sciences, Joint Stock Company Special Design Bureau “Turbina”, Chelyabinsk, Russia; s-1990@mail.ru

Vladislav E. Lazarev, Professor, Doctor of technical sciences, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevve@susu.ru

Статья поступила в редакцию 23.07.2024; принята к публикации 10.08.2024.

The article was submitted 23.07.2024; accepted for publication 10.08.2024