

УДК 621-1

Оценка тепловой напряжённости конструкции турбопоршневого двигателя¹

Козлов С.И.

Москва, Россия

В работе обоснован новый подход к оценке тепловой напряженности деталей цилиндропоршневой группы турбопоршневого двигателя. В качестве критерия предложено использовать среднюю температуру цикла, вычисляемую как среднеарифметическое значение средних температур рабочего тела в характерных процессах действительного цикла двигателя. Такой критерий дает наиболее полное и наглядное представление о тепловой напряженности. Экспериментальные данные подтверждают правильность подхода и выбор критерия.

Ключевые слова: турбопоршневой двигатель, цилиндропоршневая группа, теплонапряженность.

При проектировании высокофорсированных быстроходных двигателей важное практическое значение приобретают вопросы тепловой напряженности деталей цилиндропоршневой группы двигателя и узлов турбины системы воздухообеспечения. О тепловой нагруженности турбины первое представление можно получить на основании данных о температуре выпускных газов дизеля. Что же касается тепловой напряженности деталей двигателя, то знание одной лишь температуры выпускных газов не позволяет достаточно правильно оценить тепловую напряженность двигателя в связи с тем, что значение этой температуры не характеризует еще истинных тепловых нагрузок в двигателе. Например, в 2-тактном двигателе температура газа на выпуске значительно меньше, чем в 4-тактном, между тем как тепловая нагруженность 2-тактного двигателя, как известно, гораздо выше, чем 4-тактного.

К настоящему времени существуют различные критерии оценки тепловой напряженности деталей двигателя [1]. Довольно широкое распространение получил критерий Л.К. Костина [2], учитывающий уровень форсирования дизеля по P_e :

¹ Перепечатка раздела монографии «Рабочие процессы высокофорсированных транспортных турбопоршневых двигателей / С.И. Козлов. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 219. – 388 с. – (Золотой фонд нефтегазовой науки).

$$K_T = b \cdot c_{\pi}^{0,38} \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot P_K} \right)^{0,38} \cdot \left(P_e \cdot g_e \cdot \frac{T_K}{T_0} \right)^{0,88} . \quad (1)$$

Существенным недостатком критерия А.К.Костина является то, что он совершенно не учитывает влияние на тепловую напряженность двигателя температуры поступающего в цилиндры воздуха, хотя формально структура формулы этого критерия и содержит параметр T_K . Подставляя в формулу (1) значение P_e по известному соотношению

$$P_e = const_1 \cdot \frac{\gamma_k \eta_v \eta_e}{\alpha} \quad (2)$$

и имея в виду, что $\gamma_k = \frac{P_k}{RT_k}$, а $\eta_e = \frac{3,59}{H_{уге}}$, получим для критерия K_T следующую расчетную формулу:

$$K_T = const_2 \cdot C_{\pi}^{0,5} \cdot D^{0,38} \frac{(P_k \eta_v)^{0,5}}{\alpha^{0,88}} , \quad (3)$$

т.е. значение предлагаемого в работе [2] критерия тепловой напряженности K_T фактически не зависит от температуры поступающего в двигатель воздуха. Однако известно, что охлаждение наддувочного воздуха (уменьшение T_K) является эффективным средством снижения тепловой напряженности двигателя.

Представление о тепловой напряженности будет более полным и наглядным, если в качестве критерия использовать среднюю температуру цикла $T_{цср}$ - условный параметр, вычисляемый как среднеарифметическое значение средних температур рабочего тела в характерных процессах действительного цикла двигателя. Экспериментальные данные [3] подтверждают, что максимальная температура днища поршня T_{π} является однозначной функцией $T_{цср}$, независимо от того с какими P_K , T_K , α и P_e работает двигатель (рис. 1).

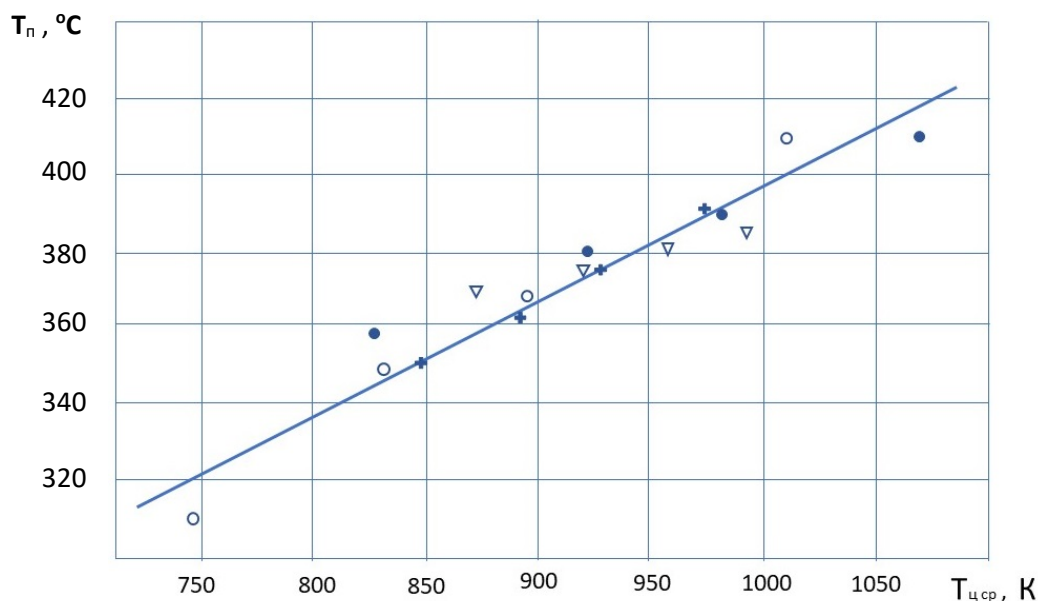


Рис. 1. Зависимость максимальной температуры днища поршня T_{π} от средней температуры цикла $T_{цср}$: ○ - $g_{ц} = var$; + - $P_K = var$; ● - $T_K = var$ ($P_K = const$); ▽ - $T_K = var$ ($\gamma_k = const$).

Используя известные соотношения для температур в конце сжатия и сгорания

$$T_c = T_k \cdot \varepsilon^{n_1-1}; T_z = \frac{H_u \cdot \psi}{c_{p_r} \cdot \alpha \cdot l_0} + \left[1 + \frac{k-1}{k} \cdot (\lambda - 1) \right], \quad (4)$$

получим следующую формулу для средней температуры цикла

$$T_{цсп} = \frac{1}{z} \left\{ T_k \left(\frac{z-1}{2} + \varepsilon^{n_1-1} \left[1 + \frac{k-1}{2k} (\lambda - 1) \right] \right) + \frac{A_z}{z} + T_p \frac{z-1}{2} \right\}, \quad (5)$$

где $n_1 = 1,5 \frac{n}{n+178}$ - показатель политропы сжатия;

n - частота вращения вала дизеля;

$A_z = \frac{H_u \psi}{2C_{p_r} l_0}$ - постоянная, равная 1170 К при $H_u = 42,6 \text{ МДж}$, $\psi = 0,9$, $C_{p_r} = 1,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Обобщение экспериментальных данных [37] $T_{\Pi} = f(T_{цсп})$ дало следующую связь

$$\bar{T}_{\Pi} = \bar{T}_{цсп}^{0,716}. \quad (6)$$

С увеличением давления наддува $T_{цсп}$ возрастает, следовательно, повышается и температура деталей цилиндропоршневой группы, но увеличение не очень сильное: при $\alpha = 1,7 \div 1,8$, характерных для режима $N_{e_{max}}$ современных транспортных ТПД, повышение P_k с 0,24 МПа до 0,7 МПа увеличивает $T_{цсп}$ на $65 \div 70$ К (с $925 \div 905$ К до $990 \div 975$ К, рис. 2). Вследствие этого максимальная температура днища поршня увеличивается примерно на $20 \div 22$ К.

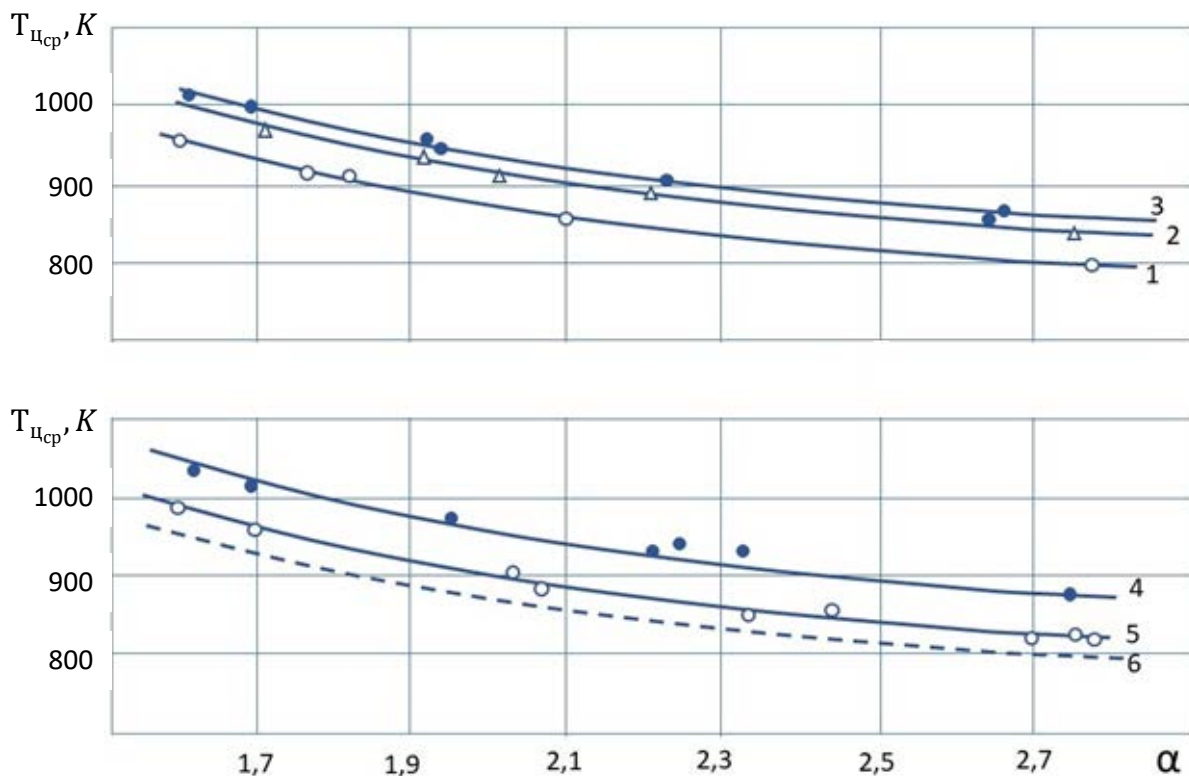


Рис. 2. Зависимости средней температуры цикла 4-тактного дизеля от коэффициента избытка воздуха и параметров наддувочного воздуха:

- 1 - $P_k = 0,236$ МПа; 2 - $P_k = 0,589$ МПа; 3 - $P_k = 0,707$ МПа;
- 4 - $T_k = 463$ К, $P_k = 0,589$ МПа; 5 - $T_k = 413$ К, $P_k = 0,589$ МПа;
- 6 - $T_k = 383$ К, $P_k = 0,589$ МПа (расчёт).

Охлаждением наддувочного воздуха можно приблизить $T_{цср}$ двигателей с высоким наддувом к уровню, освоенному в транспортном двигателестроении температур. Например, у опытного двигателя, работавшего с $P_k=0,6$ МПа уменьшение T_k с 463 К до 413 К снизило $T_{цср}$ на 50 К в диапазоне $\alpha = 1,7 \div 1,8$. Дальнейшее охлаждение наддувочного воздуха до $T_k=383$ К приблизило $T_{цср}$ двигателя с высоким наддувом к освоенным в настоящее время значениям (штриховая линия на рис. 2.).

Средняя температура цикла, характеризующая тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы, в частности поршня, с увеличением наддува возрастает, однако это увеличение не существенно. Так, при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 1,7 \div 1,8$, характерных для номинальных режимов современных дизелей, повышение P_k с 0,24 МПа до 0,7 МПа увеличивает $T_{цср}$ на $65 \div 70$ К. Такое повышение $T_{цср}$ (см. рис. 2.) увеличивает максимальную температуру поршня примерно на $20 \div 22$ К.

Охлаждая наддувочный воздух, можно приблизить значения средней температуры цикла (следовательно, температуры деталей двигателя с высоким наддувом) к уровню температур деталей двигателя с умеренным наддувом. Например, для опытного двигателя, работавшего с $P_k=0,6$ МПа, уменьшение температуры наддувочного воздуха с 463 К до 413 К приводило к снижению средней температуры цикла (в диапазоне $\alpha = 1,7-1,8$) на 50 К. Дальнейшим охлаждением наддувочного воздуха до 383 К приблизим значения средней температуры цикла двигателя с высоким наддувом к значениям $T_{цср}$ двигателя с умеренным наддувом.

Таким образом, кроме снижения степени сжатия к числу основных условий осуществления рабочего процесса в двигателе с высоким наддувом относится охлаждение наддувочного воздуха для того, чтобы сохранить на приемлемом уровне тепловую напряженность деталей двигателя.

Очевидно, что все выясненные выше особенности протекания рабочего процесса в дизеле при высоких P_k необходимо учитывать при разработке математических моделей, применяемых на начальных стадиях проектирования высокофорсированных транспортных ТПД.

Список литературы

1. Романов Г.И., Погодин С.И. Новый метод оценки тепловой напряженности двигателей.- Двигателестроение, 1980, № 11 с.18-23.
 2. Дьяченко И.Х., Костин А.К., Бурин М.М. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей.-Л.:Машиностроение,1969.
 3. Семенов Б.Н., Кудрявцев В.А., Берман А.А. Анализ тепловых и механических потерь серийных дизелей: Тр. ЦНИДИ, Совершенствование и создание форсированных двигателей, 1982.
-

АВТОР

Козлов Сергей Иванович (30.09.1949 – 14.07.2021), доктор технических наук, лауреат Премии Правительства Российской Федерации в области науки и техники.

Evaluation of the thermal stress of the turbo piston engine design²

Sergey I. Kozlov

Moscow, Russian Federation

The article substantiates a new approach to the assessment of the thermal stress of the parts of the cylinder piston group of a turbo piston engine. As a criterion, it is proposed to use the average cycle temperature, calculated as the arithmetic mean of the average temperatures of the working fluid in the characteristic processes of the actual engine cycle. Such a criterion provides the most complete and visual representation of thermal tension. Experimental data confirm the correctness of the approach and the choice of criteria.

Keywords: turbo piston engine, cylinder piston group, thermal stress.

References

1. Romanov G.I., Pogodin S.I. A new method for estimating the thermal stress of engines.- Engine Building, 1980, No. 11 pp.18-23.
2. Dyachenko I.H., Kostin A.K., Burkin M.M. Heat transfer in engines and thermal stress of their parts.-L.:Mechanical Engineering, 1969.
3. Semenov B.N., Kudryavtsev V.A., Berman A.A. Analysis of thermal and mechanical losses of serial Diesels: Tr. TSNIDI, Improvement and creation of forced engines, 1982.

AUTHOR

Sergey I. Kozlov (30.09.1949 – 07/14/2021), Doctor of Technical Sciences, laureate of the Prize of the Government of the Russian Federation in the field of science and technology.

² Reprint of the section of the monograph "Working processes of high-powered transport turbopump engines / S.I. Kozlov. – M.: Gazprom VNIIGAZ, 219. – 388 p. - (Golden Fund of Oil and Gas Science).