

D. S. Minchev, O. A. Gogorenko

## EFFECT OF THERMAL INERTIA ON DIESEL ENGINES TRANSIENT PERFORMANCE

*Transient operation of turbocharged diesel engines is affected by the thermal inertia of the cylinder parts, intake and exhaust manifolds. Because of thermal inertia the temperature of engine parts at steady operation fluctuates during the operating cycle near their average values in a relatively small range, but during transient operation it takes some time to warm or cool the engine parts. Thermal inertia is expressed in changes in fuel combustion, in-cylinder heat transfer and indicated efficiency of the cycle, and increase of general inertia of gas-turbine supercharging system, which determines the necessity to take into account this phenomenon when modeling unsteady engine operation. The conductance-capacitance model was proposed for online internal combustion engines operating cycle simulation tool Blitz-PRO to consider thermal inertia during engine's transient process. The idea is to consider the heat capacity of engine parts during the heat transfer process, so they accumulate energy at warming and release it at cooling. Combined with equations of heat transfer and thermal conductivity it enables to calculate the change in the average temperatures during engine transient and consider the changes in the overall heat transfer process. The proposed method was tested by comparing the experimental data, obtained from the dyno test-bench based on modified KamAZ-740.10 diesel engine, and the results of modeling in Blitz-PRO. During the experiment, the instantaneous brake torque of the engine, crankshaft and turbocharger speed, supercharged air pressure and the pressure at the turbine's inlet as well as the intake air mass flow were automatically measured during engine running. Calculations were executed for two setups: with the thermal inertia consideration and without it. As a result, it was found that the most influenced by thermal inertia is the supercharging system: by the 8th second of transient process the calculated supercharged air pressure without thermal inertia consideration is 19% greater, comparing to experimental data. The turbocharger's rotor speed, intake air flow are influenced greatly too. Suggested method of thermal inertia assessment helps to provide much more accurate simulation of engine transient operation, especially in terms of turbocharging system behavior as it is shown.*

**Key words:** thermal inertia; transient operation; diesel engine; turbocharging system.

### Introduction

Thermal inertia causes difference in body temperatures at steady and unsteady heat transfer processes. Because of thermal inertia temperatures of engine parts oscillate near their average values during given operating cycle, and the difference between maximum and minimum value generally is in the range of 10...50 °C.

The engine's transient behavior is also affected by non-steady temperatures of engine parts – piston, cylinder liner and head, exhaust manifold and intake receiver. Thermal inertia causes that warming and cooling the parts of an engine takes some time, so their average temperatures differ from the average temperatures of steady operation at the same combination of speed and load during transient operation. That's why it is important to consider thermal inertia for internal combustion engines transient operation simulation.

### Literature review

The effect of thermal inertia on diesel engines transient operation at the engine acceleration under load is quite complex: lower temperatures of engine parts affect the indicated process, causing lower temperatures at the end of combustion and, thus, longer ignition delay, greater pressure rise rates during combustion and much higher combustion noise [1]. Turbocharging system is also very sensitive to the exhaust and intake piping thermal inertia, causing additional lag in turbocharger response during engine acceleration and the danger of compressor's stall at engine deceleration under load [2]. The conductance-capacitance models are proposed for thermal inertia consideration [3], but their application needs experimental approval.

**The paper aims** is to develop and assess the conductance-capacitance sub-model of heat transfer processes for correct thermal inertia influence consideration.

### Thermal inertia assessment, experimental study and model calibration

Blitz-PRO – the online internal combustion engines operating cycle simulation tool offers the simulation of engine's transient operation [4]. To consider the engine's parts thermal inertia the heat capacity of the engine parts is assumed by setting up their mass and specific heats. The heat balance equation for engine part:

$$Q_h = Q_c + \Delta I$$

where  $Q_h$  – the heat, taken from the hot source,  $Q_c$  – the heat, rejected to the cold source,  $\Delta I$  – the change in enthalpy of the part.

The  $\Delta I$  is considered in respect to the part temperature change  $\Delta T_m$  as:

$$\Delta I = c_p \cdot m \cdot \Delta T_m$$

The part temperature is assumed as average value between temperatures of hot surface  $T_{wall,h}$  and cold surface  $T_{wall,c}$ :

$$T_m = (T_{wall,h} + T_{wall,c})/2.$$

So the heat balance equation is:

$$\begin{aligned} \alpha_h F_h \left( T_h + \frac{T_{wall,h}^{i+1} + T_{wall,h}^i}{2} \right) \tau = \\ = \alpha_c F_c \left( \frac{T_{wall,c}^{i+1} + T_{wall,c}^i}{2} - T_c \right) \tau + c_p m (T_m^{i+1} - T_m^i) \tau, \end{aligned}$$

where  $\alpha_h$  and  $\alpha_c$  – heat transfer coefficients from hot

source to the hot wall and from the cold wall to cold source,  $F_h$  and  $F_c$  – areas of the hot and cold surfaces of engine part,  $T_h$  and  $T_c$  – temperatures of the hot and cold source respectively,  $\tau$  – the time of current operating cycle,  $i$  – number of calculated consecutive cycles.

This equation is completed with equations of heat transfer trough the part wall:

$$Q_c = \left( \frac{\lambda}{\delta_{wall}} + \frac{1}{R_w} \right) F_c \left( \frac{T_{wallh}^{i+1} + T_{wallh}^i}{2} - \frac{T_{wallc}^{i+1} + T_{wallc}^i}{2} \right) \tau,$$

where  $\lambda$  – heat conductivity coefficient for the wall material,  $\delta_{wall}$  – wall thickness,  $R_w$  – thermal resistance of fouling on the wall surfaces.

Solving this set of equations gives values of

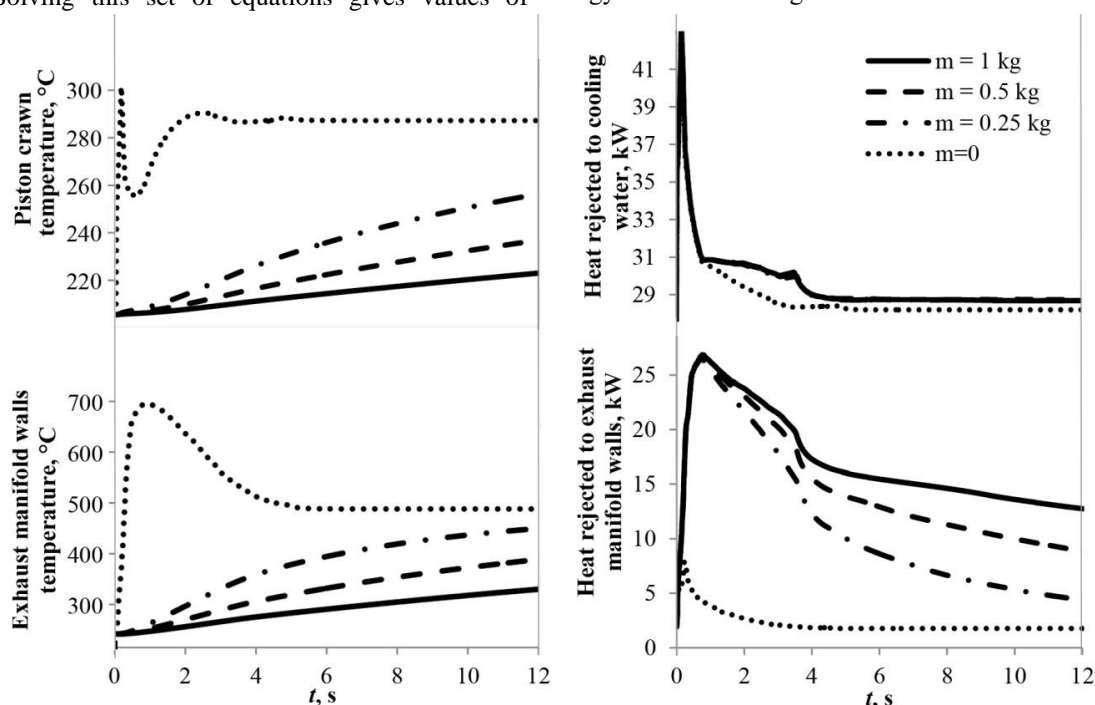


Fig. 1. The results of KamAZ-740.10 diesel engine transient simulations

We used the dyno-testbench, based on KamAZ-740.10 engine, equipped with necessary measuring and control devices [5]. The engine is eight-cylinder, V-type diesel engine with direct fuel injection, turbocharging and charge air cooling. It is directly coupled with separately-excited DC generator, which is loaded by adjustable resistors block and controlled by thyristor electric drive.

The conditions of engine's transient test were as following. Engine is steadily running at 800 rpm of crank speed, the thyristor electric drive is set to the constant value of excitation voltage (the excitation current is 3 A). The engine's brake power under these conditions is 19.6 kW. The thyristor electric drive set up remains the same during transient. Then the fuel supply control lever is rapidly switched into position which corresponds to 100.1 kW of brake power at 1960 rpm for engine's steady operation. The instantane-

$T_{wall,h}^{i+1}, T_{wall,c}^{i+1}$  for the next operating cycle calculation.

Fig. 1 shows the effect of piston mass and the exhaust manifold mass on their temperatures and the amount of rejected heat during transient operation. Engine acceleration from 800 rpm to 2200 rpm while the engine's load increased gradually from 20 to 100 kW was considered. Zero mass of engine parts means absence of thermal inertia. As it is shown, the thermal inertia causes increment in the amount of rejected heat into cylinder and exhaust manifold parts because of much lower temperatures. So the engine's indicated performance is affected as well as the amount of energy at the turbocharger's turbine inlet.

ous brake torque, crankshaft and turbocharger speed, supercharged air pressure and the pressure at the turbine's inlet as well as the intake air mass flow were automatically measured. To illustrate the influence of thermal inertia on the engine's transient behavior we compared experimental data with calculations results. The same transient operation was also simulated at Blitz-PRO. We used following data for setup: the referred moment of inertia for engine-generator couple  $3.9 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ , the turbocharger's rotor moment of inertia –  $0.0011 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . The mathematical model setup was based on more than 100 engine's steady operating measurements and included turbocharger's maps identification and calibration. The engine fuel injection maps were also prepared from the experimental study. Assumed masses and specific heats of engine parts are presented on Fig. 2.

Heat inertia setup			
$m_{head}$	4	kg	cylinder head mass (per one)
$m_{pist}$	3	kg	piston mass
$m_{lin}$	3	kg	piston crown mass for composite liner mass
$m_{exh}$	6	kg	exhaust manifold mass
$m_{int}$	4	kg	intake receiver mass
$c_{p,head}$	1000	J/(kg·K)	specific heat for the cylinder 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,pist}$	600	J/(kg·K)	specific heat for the piston r 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,lin}$	900	J/(kg·K)	specific heat for the liner ma 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,exh}$	900	J/(kg·K)	specific heat for the exhaust 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,int}$	1300	J/(kg·K)	specific heat for the intake r 400...800 - for steel, 500...1000 -

Fig. 2. Setup of the engine parts thermal inertia sub-model in Blitz-PRO interface

The comparison of experimental and calculated transient diagrams is presented on Fig. 3. Calculations were executed for two setups: with the thermal inertia consideration and without it (masses of piston, cylinder liner, cylinder head, exhaust manifold and intake receiver were set equal to 0 for this case). As it is shown, the thermal inertia consideration increases greatly the accuracy of transient calculations. The most influenced by thermal inertia is the supercharging system: for the 8th second of transient the calculated supercharged air pressure is 195 kPa without thermal inertia consideration, comparing to 164 kPa with the thermal inertia consideration (measured supercharged air pressure if 163 kPa). The turbocharger's rotor speed, intake air flow are influenced greatly too. So the engine's brake

power, torque and the crank speed during transient is different.

The mechanism of thermal inertia influence is uncovered on Fig. 4, where some calculations results are compared. The temperatures of engine's parts differ greatly, when the thermal inertia is considered: for the 8th second of transient the piston's crown temperature is 217 °C with thermal inertia and 287 °C without, the cylinder head fire surface temperature is correspondingly 168 and 224 °C and the exhaust manifold walls temperature is 312 and 481 °C. The exhaust walls temperature diagrams differ the most in terms of thermal inertia influence: due to thermal inertia, much more heat is rejected to the manifold's walls. Bigger heat losses to cylinder walls are also caused by smaller air excess ratio values and, thus, higher in-cylinder temperatures.

So, the thermal inertia consideration helps to provide much more accurate simulation of engine's transient operation.

### Conclusions

The thermal inertia of engine parts makes significant contribution into diesel engine transient process build-up. It affects engine in-cylinder heat transfer processes and has great influence on the turbocharging system operation. Blitz-PRO offers consideration of the thermal inertia, based on the heat capacity equations for engine parts with flexible setup.

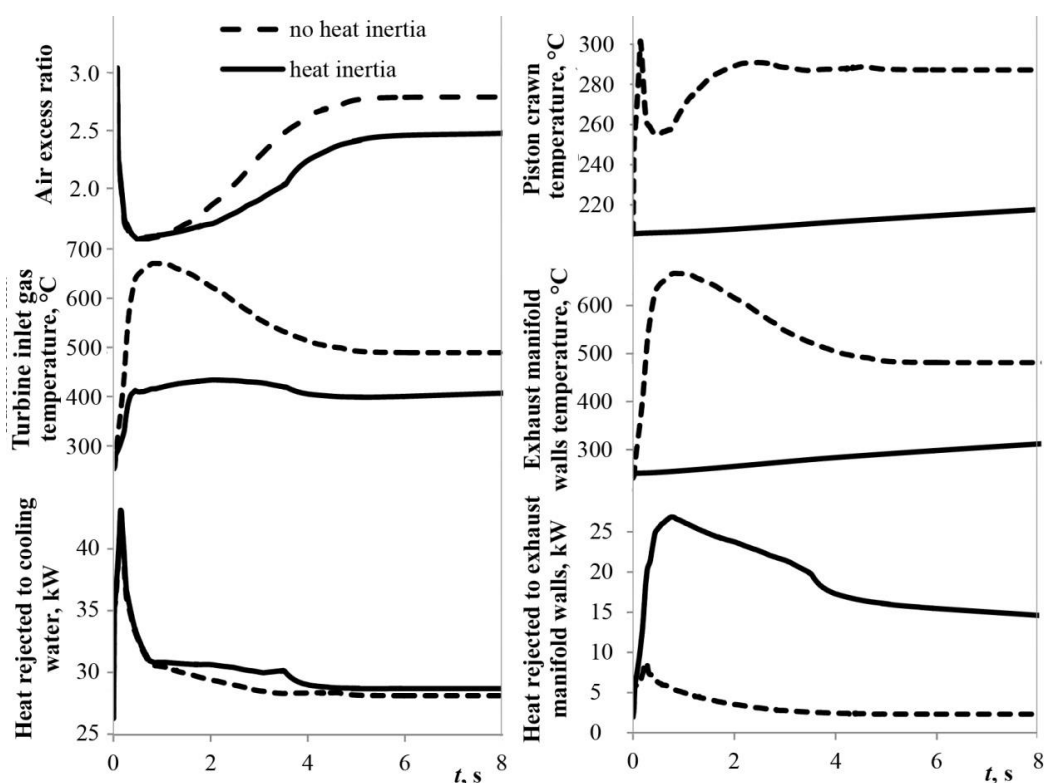


Fig. 3. Comparison of experimental and simulated transient diagrams for KamAZ-740.10 dyno test-bench

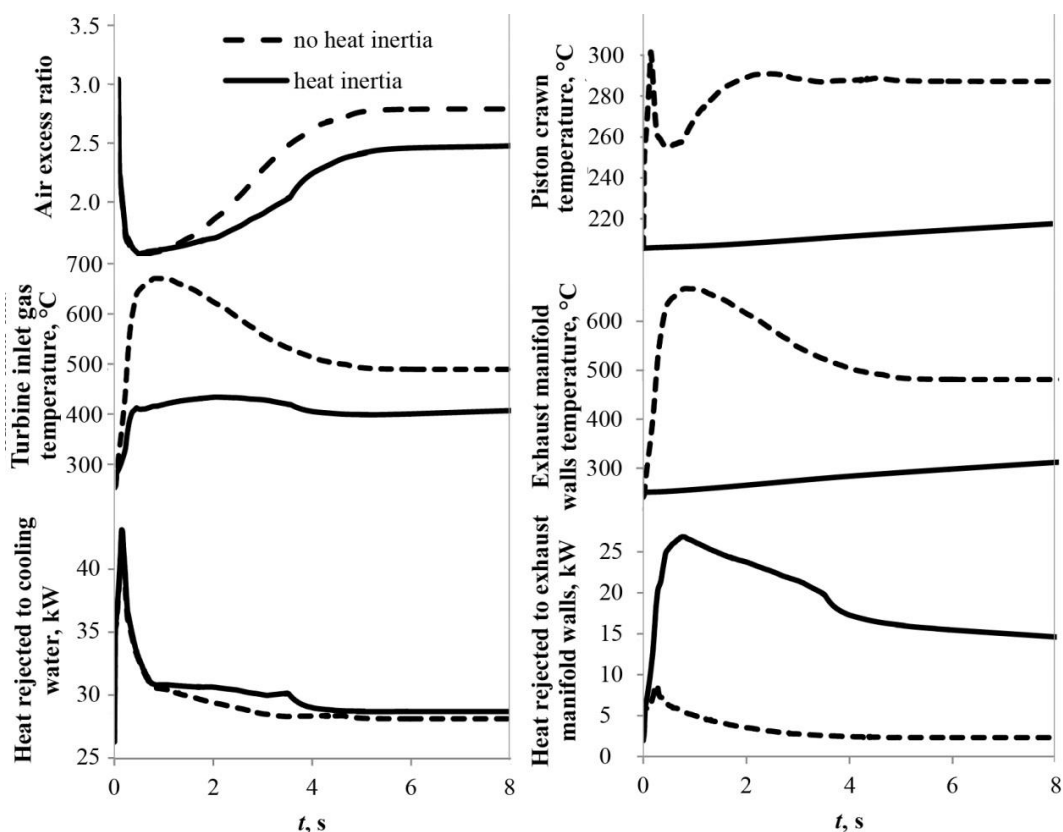


Fig. 4. Effect of thermal inertia on KamAZ-740.10 transient operation

**Список літератури:**

1. Rust A., Thien G.E. Effect of transient conditions on combustion noise of NA-DI diesel engines. SAE Paper No. 870989, 1987. 2. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis / C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. – London. Springer-Verlag London Limited. 2009 – 408 p. 3. Martín Díaz, J., Arnau Martínez, F.J., Piqueras Cabrera, P., Auñón García, Á. Development of an Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles. SAE Technical Papers. doi:10.4271/2018-01-1413. 4. Blitz-PRO by D. S. Minchev. User’s manual, available at: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf> 5. Минчев, Д. С. Экспериментальные исследования рабочего процесса и характеристик дизельных двигателей. Учебное пособие / Д. С. Минчев, А. В. Нагорный. – Николаев: НУК, 2017. – 165 с.

**Bibliography (transliterated):**

1. Rust, A, Thien, G. E. (1987) “Effect of transient conditions on combustion noise of NA-DI diesel engines”, SAE Paper No. 870989. 2. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis, London. Springer-Verlag London Limited, 408 p. 3. Martín Díaz, J., Arnau Martínez, F.J., Piqueras Cabrera, P.; Auñón García, Á. (2018). Development of an Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles”. SAE Technical Papers, doi:10.4271/2018-01-1413. 4. Blitz-PRO by D. S. Minchev. User’s manual, available at: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf> 5. Minchev, D. S., Nagorny, A. V. (2017). Experimental study of diesel engines operating processes and performance [Експериментальні дослідження робочого процесу і характеристик дизельних двигателів. Учебное пособие], Nikolaev: NUK, 165 p.

Надійшла до редакції 10.06.2020 р.

**Мінчев Дмитро Степанович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: misaidima@gmail.com, <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index>.

**Гогоренко Олексій Анатолійович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com.

**ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОЙ ИНЕРЦИИ НА НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Д.С. Минчев, А. А. Гогоренко

Тепловая инерция деталей цилиндропоршневой группы, коллекторов впускной и выпускной систем влияет на работу дизельных двигателей на неустановившихся режимах. Вследствие тепловой инерции температура деталей двигате-

ля на установившемся режиме работы колеблется в течение рабочего цикла в узком пределе, однако во время переходного процесса нагрев или охлаждение деталей двигателя требует определенного времени. Тепловая инерция выражается в изменении условий процессов выгорания топлива, внутрицилиндрового теплообмена и индикаторного КПД цикла, а также увеличении общей инерционности системы газотурбинного наддува, что определяет необходимость учета этого явления при моделировании неуставившейся работы двигателей. Для решения указанной задачи в программном комплексе Blitz-PRO, доступном on-line и предназначенном для моделирования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, реализована подмодель процессов теплопередачи теплоты. Метод заключается в учете теплоемкости деталей двигателя, аккумулирующих энергию во время нагрева и отдающих ее во время охлаждения при неуставившейся работе двигателя. В комбинации с уравнениями теплоотдачи и теплопроводности это позволяет рассчитывать изменение средней температуры деталей двигателя во времени и отразить изменения в общем процессе теплопередачи. Предложенный метод проверялся путем сравнения экспериментальных данных, полученных на испытательном тормозном стенде на базе двигателя КамАЗ-740.10, с результатами моделирования в Blitz-PRO. В ходе эксперимента фиксировались мгновенный крутящий момент двигателя, частота вращения коленчатого вала и турбокомпрессора, давление на выходе из компрессора и на входе в турбину турбокомпрессора, а также мгновенный расход воздуха двигателем. Расчеты выполнялись как с учетом, так и без учета тепловой инерции. В результате установлено, что наибольшее влияние тепловая инерция оказывает на работу системы газотурбинного наддува, так к 8 секунде переходного процесса без учета тепловой инерции давление наддува на 19 % выше, по сравнению с экспериментальными данными, соответственные различия наблюдаются и в значениях частоты вращения турбокомпрессора и расхода воздуха двигателем. Показано, что учет тепловой инерции предложенным способом обеспечивает существенное повышение точности моделирования работы дизельных двигателей на неуставившихся режимах, особенно в части корректности расчета параметров системы газотурбинного наддува.

**Ключевые слова:** тепловая инерция; неуставившийся режим; дизельный двигатель; газотурбинный наддув.

## ВПЛИВ ТЕПЛОВОЇ ІНЕРЦІЇ НА НЕУСТАЛЕНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

*Д.С. Мінчев, О. А. Гогоренко*

Теплова інерція деталей циліндро-поршневої групи, колекторів впускної та випускної систем впливає на роботу дизельних двигунів на неусталених режимах. Внаслідок теплової інерції температура деталей двигуна на усталеному режимі роботи коливається у вузькому діапазоні, проте під час перехідного процесу нагрівання або охолодження деталей потребує певного часу. Вплив теплової інерції проявляється в зміні умов протікання процесів вигорання палива, внутрішнього циліндрового теплообміну та індикаторного ККД циклу, а також у збільшенні загальної інерційності системи газотурбинного наддуву, що зумовлює необхідність врахування вказаного явища при моделюванні неусталених режимів роботи двигунів. Для вирішення вказаної задачі в програмному комплексі Blitz-PRO, який є доступним on-line, та дозволяє здійснювати моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згорання, реалізована підмодель процесів теплопередачі. Метод полягає у врахуванні теплоємності деталей двигуна, що акумулюють енергію під час нагрівання та віддають енергію при охолодженні під час неусталеної роботи двигуна. У комбінації з рівняннями тепловіддачі та теплопровідності це дозволяє розрахувати зміну середньої температури деталей двигуна в часі та відобразити зміни в загальному процесі теплопередачі. Запропонований метод перевірявся шляхом співставлення експериментальних даних, отриманих на випробувальному динамометричному стенді на базі двигуна КамАЗ-740.10, з результатами моделювання в Blitz-PRO. Під час експерименту фіксувалися миттєві значення крутного моменту двигуна, частоти обертання колінчастого вала та ротора турбокомпресора, тиск на виході з компресора та на вході в турбину турбокомпресора, а також миттєву витрату повітря двигуном. Розрахунки виконувалися як з врахуванням так і без врахування теплової інерції. В результаті встановлено, що найбільший вплив теплової інерції здійснює на роботу системи газотурбинного наддуву, так на 8 секунді перехідного процесу тиск наддувального повітря в разі неврахування теплової інерції на 19 % нижчий за експериментальне значення, відповідні відмінності спостерігаються в значеннях частоти обертання турбокомпресора і витрати повітря двигуном. Встановлено, що врахування теплової інерції запропонованим способом забезпечує суттєве підвищення точності моделювання неусталених режимів роботи дизельних двигунів, особливо в частині коректності розрахунку параметрів системи газотурбинного наддуву.

**Ключові слова:** теплова інерція; неусталений режим; дизельний двигун; газотурбинний наддув.