

In accordance with the specified requirements, there is an active transition to fuels with ultra-low sulfur content. The use of these fuels in marine diesel engines is associated with a number of difficulties, because these engines are usually designed for operation on fuels with high viscosity and lubricity. The viscosity values for ultra-low sulfur fuels are close to the permitted minimums for diesel engines at normal engine room temperature. The greatest difficulties occur when the viscosity values fall below the specific range when the fuel temperature before the engine increases. For reliable operation of the engine, the fuel temperature must be constantly maintained at a range in which the fuel viscosity will have the required values. For this purpose the engine design provides presence of fuel cooling system with a water cooler and a chiller for heat removal from water. In this paper the efficiency of chiller refrigeration plant was investigated using new perspective refrigerant mixtures R125/R290 and R134a/R290 as working fluids in comparison with basic R134a and R22. The values of composition for both mixtures are chosen such that they are closest to the azeotrope. It is possible for azeotrope mixtures to minimize the temperature difference between heat exchanging medias in condenser and evaporator of refrigeration plant. During the investigation it was revealed that the values of refrigeration coefficient of refrigerating plant when using mixtures as working fluids were somewhat lower when operating on R134a and R22. But the values of volumetric refrigeration capacity with mixtures as working fluids are significantly higher.

**Key words:** marine diesels; fuel viscosity; chiller; refrigeration plant; mixtures R125/R290 and R134a/R290; energetic efficiency; specific refrigeration capacity.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.02

*D. S. Minchev, R. A. Varbanets*

## CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE MAPS TREATMENT FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES OPERATING CYCLE SIMULATION

*Simulation of the supercharged internal combustion engines operation cycle is impossible without correct estimation of the supercharger operating parameters. Standard approach is to use specially prepared performance maps of compressor and turbine of the turbocharger, which are based on the experimental (or manufacturer's) raw data. Centrifugal compressor performance maps interpolation, extrapolation and treatment provides challenging requirements as it is important to get correct simulation under such special conditions as compressor choke, rotating stall and pumping surge. At the same time it's important to obtain the fast and stable calculations of the engine's operating cycle. Blitz-PRO – online internal combustion engines operating cycle simulation service – offers supercharger performance maps preprocessing and implementation. It provides three different modes of compressor surge consideration during calculations: 1) full-scale surge mode using Moore-Greitzer approach; 2) mild surge mode with flexible adjustment; 3) "stable" mode, when the surge is neglected and the compressor constant-speed lines are extended from the rotating stall point to the lower mass flow region with the hyperbolic equation. Using the MAN 8G70ME-E engine 12140 kW, 82 rpm operating point as an example, the calculation results are compared for three modes of compressor surge consideration. The "stable" mode provides the fastest and the most stable calculations, while the calculations under the full-scale surge mode could generate the numerical (nonphysical) instability of calculations, which are caused by the high sensitivity of the two-stroke engines to the gas exchange processes as it is shown. The mild surge mode provides fast and stable enough calculation with the surge consideration ability, which could be assumed as the best solution for the given example. The researcher should choose between provided three modes of the centrifugal compressor surge consideration according to the calculations tasks, preferring "stable" mode for initial model setup and mild surge mode for the surge probability check, while the accurate compressor surge simulation needs further development.*

**Key words:** centrifugal compressor; surge; internal combustion engine simulation; compressor performance maps.

### Introduction

Correct simulation of the turbocharger parameters is an urgent requirement for the internal combustion engine (ICE) operating cycle simulation software. The most common way to obey this condition – is to use specially prepared maps for compressor and turbine performance.

It is vital to provide fast and stable calculations and to consider important peculiarities of the turbocharger operation: compressor choke, rotating stall and surge, turbine partial gas supplying configurations, gas flow inertia, etc. For the transient engine operation the effect of thermal inertia is also significant [1]. Among mentioned cases, the compressor surge problem is, probably, the most complicated.

This paper aims to develop adaptive adjustable centrifugal compressor maps treatment to provide both stable and correct calculations.

### Literature review

The problem of the correct centrifugal compressor behavior simulation has been discussed widely. The leading ICE simulation software, such as Ricardo Wave, AVL Boost, GT-Power, use the compressor maps to define the compressor parameters during calculations. These maps are obtained from the experimental tests and should pass the preprocessing procedures, which include interpolation and extrapolation routines, before been used for calculations. Experimental compressor maps have to be extrapolated to the choke region, compressor zero speed region and have

to provide an ability of rotating stall and surge simulation. Many papers suggest different approaches of how to consider compressor operation in the surge mode [2-4]. Most of papers and algorithms are based on the Moore-Greitzer model for the compressor unsteady behavior [10, 11]. The compressor surge consideration always makes calculations more unstable, sensitive to the input data and requires much longer time for execution. However, it isn't always necessary to consider accurately compressor rotating stall and surge during calculations. In some cases – for example on the turbocharger matching procedure, or when the calculations are focused on other aspects – it's much more convenient to ignore this mode and to get significantly faster and more stable calculations.

### Centrifugal compressor performance maps treatment

The ICE operating cycle synthesis generally is implemented as a numerical solution of the set of differential equations.

Blitz-PRO – the online computation service for ICE static and transient operation simulation – utilizes combination of the quasi-steady (single and two-zone) and one-dimensional unsteady approaches to describe the processes in interrelated open thermodynamic systems (OTS), which are parts of the general thermodynamic system – the engine [5]. The equations sets include the first law of thermodynamics, mass balance and gas state differential equations for quasi-steady OTS and energy, pulse and mass conservation differential equations for one-dimensional OTS.

The solution for the combination of equations sets for all interrelated OTS is numerical: the user can choose between the simple Euler and second order implicit Runge-Kutta method [6]. Numerical solution, obviously, requires the set of initial conditions and then the iterative calculations to obey the target level of calculations accuracy. The calculations accuracy is defined as the relative difference in densities of the working gas at the operating cycle start and finish. The number of such iterative approaches generally is between 20...300 iterations.

Fig. 1a shows the deviation of averaged by operating cycle values of compressor pressure increase ratio  $\Pi_{cmpr}$ , air mass flow  $G_{air}$  and turbocharger speed  $n_{TC}$  by the iteration number. It is to be noted, that the variations of instantaneous compressor parameters could also be significant as it is illustrated in Fig. 1b.

These examples show, that while the calculations are in progress, there is a possible situation, when turbocharger operates in a surge or choke region (see Fig. 2), and the corresponding routines should provide fast and stable calculations under these conditions.

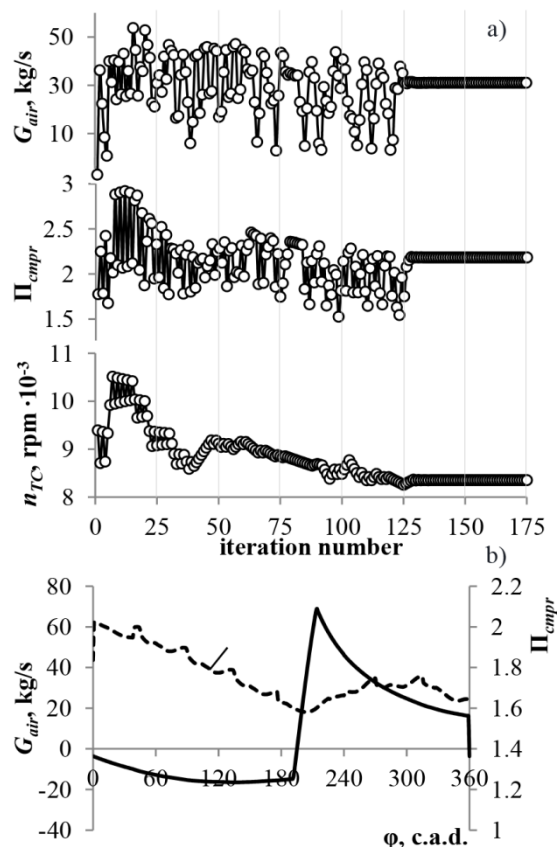


Fig. 1. Typical provisional calculation results for two-stroke marine diesel engine operating cycle synthesis: a – instantaneous compressor parameters by the iteration number (averages by one cycle); b – instantaneous calculated air mass flow and pressure increase ratio by the crank angle degree at the iteration number 75

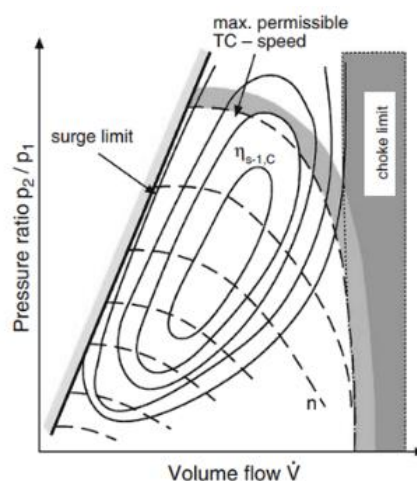


Fig. 2. Centrifugal compressor performance map with special regions: surge, choke and maximum permissible speed [9]

Simulation of two-stroke ICE, marine low-speed ICE particularly, is one of the most challenging in terms of turbocharger performance calculations, as the sensitivity of two-stroke engines to the gas exchange

processes is well known. This paper considers the simulation of the MAN 8G70ME-E operating cycle as an example of the possible turbocharger performance maps treatment, focusing on the centrifugal compressor maps.

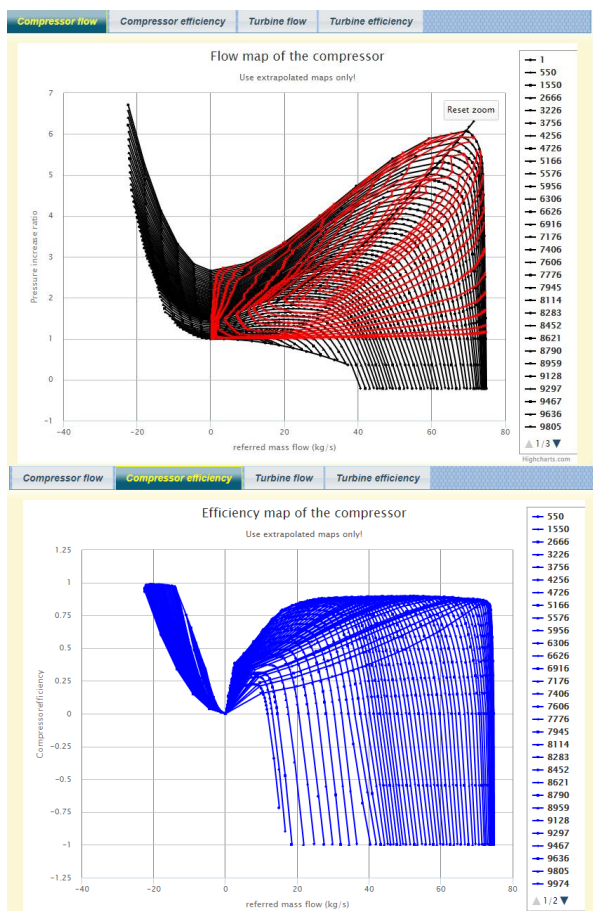


Fig. 3. MAN TCA77 compressor performance maps emulation as used in Blitz-PRO

The engine is equipped with two MAN TCA77 turbochargers, which work in parallel. The extrapolated and interpolated flow and efficiency maps of the turbocharger, prepared according to [7] are presented on Fig. 3. The initial data of compressor performance was taken from the manufacturer’s official project guide [8]. The maps, presented on Fig. 3 are to be considered as the emulation of the real turbocharger performance maps and are not to be considered as the actual turbochargers characteristics.

As it is clear from Fig. 3 the experimental compressor performance maps are extended up to the choke limit as well as to the regions of reverse air flow and the pressure increase ratio below 1 ( $\Pi_{cmpr} < 1$ ).

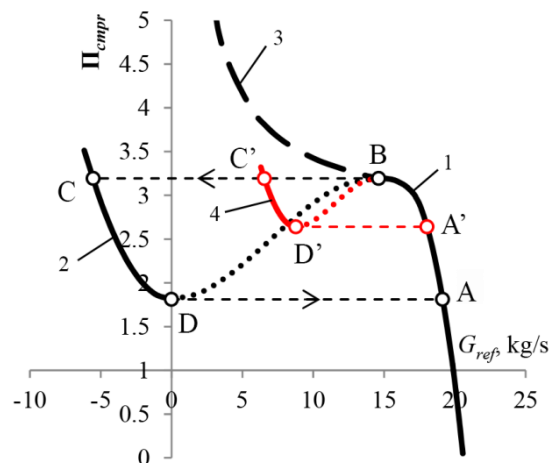


Fig. 4. The compressor constant speed performance line treatment. Lines BC, DA, BC' and D'A' describe the intake receiver pressure change

Let's consider in more detail the constant-speed line extrapolation and treatment as it is shown on Fig. 4. The constant-speed line consists of 3 parts: positive air flow part (line 1), negative air flow part (line 2) and the conjunction part (line BD on Fig. 4). The conjunction part describes the compressor behavior under unstable conditions. The positive flow line is generated as the extrapolation of the experimental flow lines to the choke limit, while the negative flow and conjunction parts are calculated according to the Moore-Greitzer method [10]. Point D is given as following [12]:

$$\Pi_{cmpr}^D = \left( 1 + \frac{(\omega_{TC}/2)^2}{c_p T_0} (D_2^2 - D_{1,av}^2) \right)^{\frac{k}{k-1}}, G_{ref}^D = 0,$$

where  $\omega_{TC}$  – compressor speed,  $T_0$  – air temperature at the compressor inlet;  $D_2, D_{1,av}$  – compressor wheel exducer and average inducer diameters.

The surge process modeling approach can be described as follows. At the periods of time when the intake receiver pressure is smaller than the maximum pressure at point B, the right brunch of map is used, so the compressor pumps air into the intake receiver. If receiver restriction is too high for given compressor speed, compressor isn't able to operate at stable mode, so it runs into surge mode with oscillations of air flow and charge air pressure. When the intake receiver pressure exceeds the maximum pressure at point A, the routine switches to the left brunch of the map, using conjunction part BD, and the air flow reverses its direction (line CD). The left brunch is used until the intake receiver pressure reaches the minimal value at point D, and then the routine switches back to right brunch through the conjunction BD, creating the surge loop. The described picture is common to the full-scale surge of the compressor.

Table 1. Results of calculations

Surge simulation set-up, $\mu G_{surge}$	“stable” mode	0.6	1.0
<b>Calculations accuracy estimation (target &lt; 0.05 %)</b>			
In-cylinder density accuracy $\delta\rho_{cyl}$ , %	0.0068	0.0009	9.78
Receiver density accuracy $\delta\rho_{res}$ , %	0.0127	0.0014	0.604
Exhaust manifold density accuracy $\delta\rho_{exh}$ , %	0.0041	0.0305	2.145
Turbocharger power accuracy $\delta P_{TC}$ , %	0.0337	- 0.22	-4.82
<b>Calculated parameters (extraction)</b>			
Brake power $P_b$ , kW	12139	12138	12369
Air excess ratio $\alpha$	2.2295	2.2293	2.2745
Injected fuel $q_{fuel}$ , g	71.914	71.913	72.930
Volumetric efficiency $\eta_v$ , %	73.72	73.70	73.05
Scavenging factor, $\varphi_{scav}$	1.709	1.71	1.866
Receiver average pressure $p_s$ , kPa	219.8	219.8	230.7
Compressor air mass flow, $G_{int}$ , kg/s	32.23	32.24	34.26
Compressor adiabatic efficiency $\eta_{ad,cmpr}$ , %	88.35	88.14	87.59
Supercharger speed $n_{TC}$ , rpm	8252	8258	8542
<b>Calculations log</b>			
Computation time, s	41.96	46.66	406.05
Number of iterations	36	40	351

For the mild surge simulation it is proposed to scale the surge loop  $ABCD$  applying the multiplier  $\mu G_{surge} < 1.0$ . Scaling gives new loop  $BC'D'A'$ , which gives reasonably smaller oscillations of the air flow and pressure increase ratio.

$$G'_{ref} = G_{ref}^B - \mu G_{surge} (G_{ref}^B - G_{ref});$$

$$\Pi'_{cmpr} = \Pi_{cmpr}^B - \mu G_{surge} (\Pi_{cmpr}^B - \Pi_{cmpr}).$$

If the computation tasks are not related to the turbocharger surge problems, it is proposed to turn the calculations into the “stable” mode, applying the alternative extension of the constant-speed line. The line 3 on Fig. 4 illustrates the basic approach, when the con-

stant-speed line is extended to the air flow rates smaller than the flow at the point B with the following equation:

$$G_{ref} = \frac{G_{ref}^B}{2 \left( \left( \Pi_{cmpr} - \Pi_{cmpr}^B \right) + 1 \right)}.$$

Using the “stable” mode provides much faster and stable calculations as the compressor surge never occurs during simulation process. It helps to match the turbocharger faster, or to provide brief calculations neglecting the surge phenomena, albeit the researcher should always be aware about possible surge.

Table 1 and Fig. 5 display the results of calculations comparison for different surge simulation modes. The engine operates at 12140 kW, 82 rpm by the propeller law curve. It is clear, that the “stable” mode provides the fastest calculations, which take only 36 iterations to obey the set level of accuracy. For the full-scale surge mode ( $\mu G_{surge} = 1.0$ ) even 351 iterations are not enough to find the solution – the values of achieved calculations errors are much beyond the set level. The mild surge adjustment mode gives the results, which are very close to the “stable” mode – calculations took 40 iterations and the simulated engine performance is pretty similar. The examination of the Fig. 5 shows that during the mild surge mode still there are oscillations of the compressor mass flow rate and efficiency comparing to the “stable” mode, while the intake receiver pressure diagrams are very close. The full-scale surge mode has the high level of instability, so the oscillations of compressor performance are significant.

How to deal with the calculations results? Fig. 6 shows scaled compressor map with the calculated operation point (for the mild surge and “stable” modes). It is clear, that the operating point is far enough from the surge line and lies on the constant-speed operating curve, which indicates the stable compressor operation. It could be reasonable assumed, that the calculations results are rather correct and the inability of the routine to find proper solution under the full-scale mode is explained mostly by numerical issues.

From the above it seems to be reasonable to recommend calculations in “stable” mode for initial model setup and then turn into the surge mode to check if it could occur under current conditions. These recommendations could be useful for turbocharger continuous monitoring system application [13].



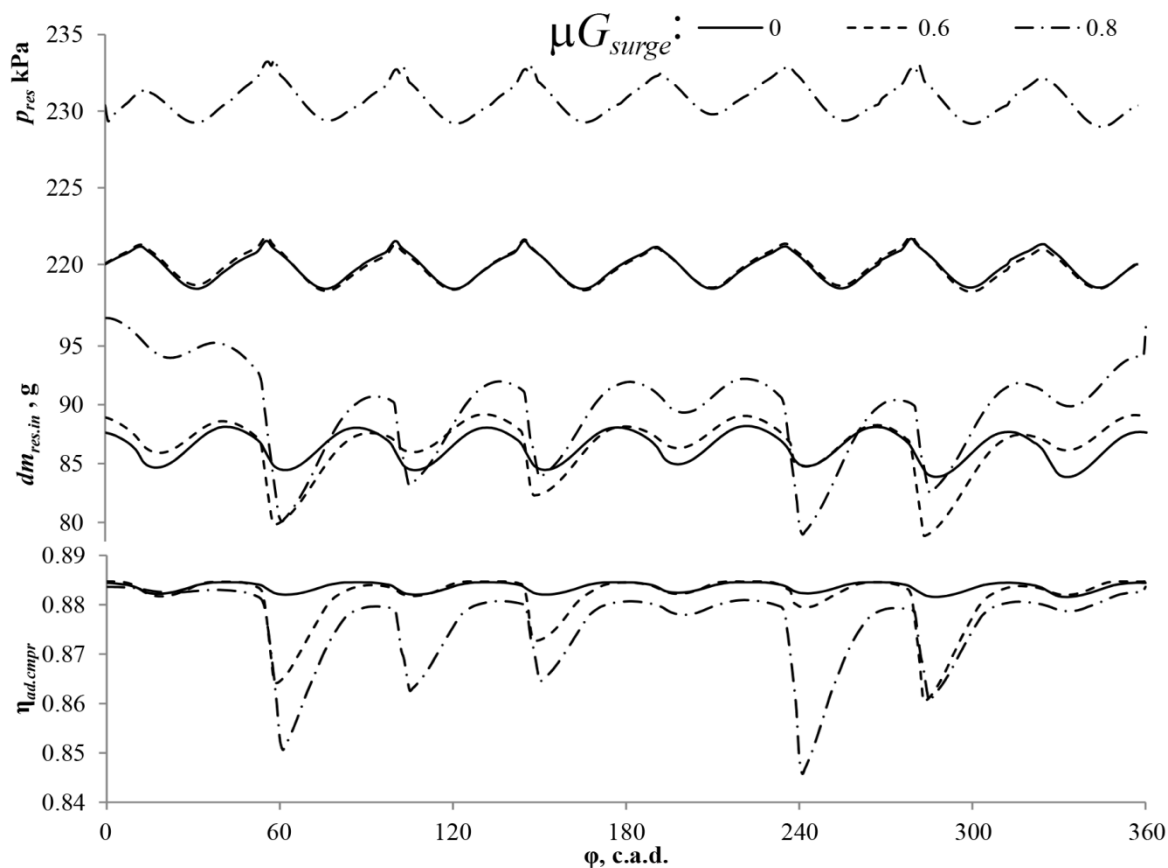


Fig. 5. Calculations results comparison for different turbocharger surge simulation setups

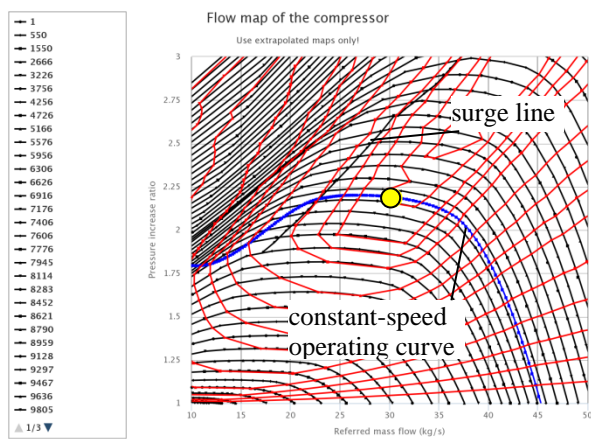


Fig. 6. The mild surge and "stable" mode calculated compressor operating point

### Conclusions

Turbocharger compressor performance maps treatment should provide the ability to adjust the simulation modes according to the calculations tasks. Proposed three calculation modes – "stable" (neglects the compressor surge), full-scale surge and adjustable mild surge – allow to get faster and stable calculations and to overcome some numerical issues that cause the non-physical instability of the compressor operation.

The problem of the correct compressor surge simulation need further research to provide better recommendations for the mathematical model adjustment.

### Список літератури:

1. Minchev D.S. Effect of thermal inertia on diesel engines transient performance / D.S. Minchev, O.A. Gogorenko // *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Двигатели внутреннего сгорания»*. – 2020. – №1. – С. 68-72. – doi: 10.20998/0419-8719.2020.1.09.
2. Gravdahl, J.T. *Compressor Surge and Rotating Stall: Modelling and control*. – Springer, 1999 – 225 p. – doi:10.1007/978-1-4471-0827-6.
3. Dehner, R. Simulation of Mild Surge in a Turbocharger Compression System / R. Dehner., A. Selamet., P. Keller, M Becker // *SAE Int. J. Engines*, 2010. – №3 (2). – С. 197-212. – doi: 10.4271/2010-01-2142.
4. Grapow, F. Study of the Greitzer Model for Centrifugal Compressors: Variable Lc Parameter and Two Types of Surge / F. Grapow, G. Liśkiewicz // *Energies*, 2020. – 13, 6072. – doi: 10.3390/en13226072.
5. Blitz-PRO by D. S. Minchev. User's manual. – режим доступа: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf>
6. Минчев, Д.С. Использование расчетной сетки переменного шага по времени при синтезе рабочего процесса ДВС / Д.С. Минчев, А.В. Нагорный // *Вестник двигателестроения Запорожского национального технического университета*. – 2017 – №1. – С. 32-39. – doi:10.15588/1727-0219-2017-1-6.
7. Минчев, Д.С. Экстраполяция экспериментальных характеристик центробежных компрессоров / Д. С. Минчев, Ю.Л. Мошенцев, А.В. Нагорный // *Сборник научных трудов Нацио-*

нального університета кораблебудування. – 2011. – №4. – С. 89-98. 8. TCA Project Guide. Exhaust gas turbocharger – MAN Diesel&Turbo, 2013. – 134p., – available at <https://turbocharger.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca.%20pdf?sfvrsn=2>. 9. Hiereth H. Charging the Internal Combustion Engine. Wien. : SpringerWienNewYork, 2008. – 268 p. 10. Moore, F.K. A Theory of Post-stall Transients in Axial Compression Systems. Part I: Development of Equations / F.K. Moore, E.M. Greitzer // ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power. – 1986. – № 108. – С. 68-76, 10. Moore, F.K. A Theory of Post-stall Transients in Axial Compression Systems. Part II: Application // ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power. – 1986. – №108(2). – С.231-239, 12. Meuleman, Corina H. J. Measurement and unsteady flow modelling of centrifugal compressor surge. – Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, 2002. – 145 p. – doi:10.6100/IR557873. 13. Varbanets R. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters / R. Varbanets, O. Fomin, V. Pištěk, V. Klymenko, D. Minchev, A. Khrulev, V. Zalozh, P. Kučera // Journal of Marine Science and Engineering. – 2021. – №9(3):321. – doi:10.3390/jmse9030321

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Minchev D.S., Gogorenko O.A. (2020), "Effect of thermal inertia on diesel engines transient performance", *Internal combustion engines*, No. 1, pp. 68-72, doi: 10.20998/0419-8719.2020.1.09. 2. Gravidahl, J. T., Egeland, O. (1999), *Compressor Surge and Rotating Stall: Modelling and control*, Springer, 225 p. doi:10.1007/978-1-4471-0827-6. 3. Dehner, R., Selamet, A., Keller, P., Becker, M. (2010), "Simulation of Mild Surge in a Turbocharger Compression System", *SAE Int. J. Engines* No. 3 vol. 2, pp. 197-212, doi: 10.4271/2010-01-2142. 4. Grapow, F., Liškiewicz, G. (2020), "Study

of the Greitzer Model for Centrifugal Compressors: Variable Lc Parameter and Two Types of Surge", *Energies* No 13, 6072, <https://doi.org/10.3390/en13226072>. 5. Blitz-PRO by D. S. Minchev. User's manual, available at: <http://blitzpro.zedmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf>. 6. Minchev D.S., Nahirnyi, A.V. (2017), "Application of the computational mesh with variable time step for ICE operating cycle synthesis". *Proceedings of Zaporizhzhia National Technical University* ["Ispol'zovanie raschetnoj setki peremennogo shaga po vremeni pri sinteze rabochoho processa DVS"]. *Vestnik dvigatelestroeniya*, No. 1, pp. 32-39. doi:10.15588/1727-0219-2017-1-6. 7. Minchev, D.S., Moshentsev Y.L., Nahirnyi, A.V. (2011), "Extrapolation of the experimental centrifugal compressor performance maps", *Proceedings of National University of Shipbuilding*. ["Ekstrapolyatsiya eksperimentalnykh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov"], *Sbornik nauchnykh trudov Natsional'nogo universiteta korablestroeniya*, No. 4, Mykolaiv, pp. 89-98. 8. TCA Project Guide (2014), Exhaust gas turbocharger, MAN Diesel&Turbo, 134p., available at <https://turbocharger.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca.%20pdf?sfvrsn=2>. 9. Hiereth H. (2007), *Charging the Internal Combustion Engine*, Wien. : SpringerWienNewYork, 268 p. 10. Moore, F.K., Greitzer, E.M., (1986), "A Theory of Post-stall Transients in Axial Compression Systems. Part I: Development of Equations," *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power* No. 108, pp. 68-76, 10. Moore, F.K., Greitzer, E.M., (1986), "A Theory of Post-stall Transients in Axial Compression Systems. Part II: Application," *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power* No. 108, Vol. 2, pp. 231-239, 12. Meuleman, Corina H. J. (2002), *Measurement and unsteady flow modelling of centrifugal compressor surge*, Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, 145 p., doi:10.6100/IR557873. 13. Varbanets R, Fomin O, Pištěk V, Klymenko V, Minchev D, Khrulev A, Zalozh V, Kučera P. (2021), "Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters", *Journal of Marine Science and Engineering*, No. 9 Vol.(3), <https://doi.org/10.3390/jmse9030321>.

Надійшла до редакції 15.04.2021 р.

**Dmytro Minchev** - candidate of technical sciences, associate professor of the department of internal engines, installations and technical maintenance of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: [misaiddi-ma@gmail.com](mailto:misaiddi-ma@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-5960-3063>.

**Roman Varbanets** – doctor of engineering sciences, full professor, head of department "The Marine Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: [roman.varbanets@gmail.com](mailto:roman.varbanets@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>.

## **ЗАСТОСУВАННЯ КАРТ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ПРИ МОДЕЛЮВАННІ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

**Д.С. Мінчев, Р.А. Варбанець**

Моделювання робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння з наддувом неможливо без коректної оцінки параметрів роботи агрегату наддуву. Стандартним є підхід, при якому використовуються спеціально підготовлені карти характеристик компресора і турбіни турбокомпресора, отримані на основі експериментальних даних або даних, представлених виробниками. Інтерполяція, екстраполяція та обробка карт характеристик відцентрового компресора є досить непростою завданням, так як необхідно забезпечити коректне врахування роботи компресора в таких специфічних зонах його роботи, як поблизу границі запирання, зриву потоку і в режимах помпажа. При цьому необхідно забезпечити швидке і стабільне виконання розрахунку робочого циклу. Blitz-PRO - програмний сервіс для розрахунку робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння, доступний онлайн - пропонує можливість підготовки і використання карт характеристик агрегатів наддуву. При цьому доступні три різні режими врахування роботи відцентрового компресора в умовах помпажа: 1) повномасштабний помпаж на основі методики, запропонованої Ф. К. Moore і Е. М. Greitzer; 2) локальний помпаж з можливістю гнучкого налаштування; 3) режим «стабілізації», при якому явище помпажа компресора виключається шляхом екстраполяції витратної характеристики компресора від точки виникнення зриву в бік зменшення витрати повітря з використанням гіперболічного рівняння. Як приклад розглядається режим роботи двигуна MAN 8G70ME-E (точка 12140 кВт при 82 хв<sup>-1</sup> за гвинтовою характеристикою) з порівнянням результатів розрахунків для трьох методів врахування роботи компресора в умовах помпажа. Режим «стабілізації» забезпечує найбільш швидкий і стабільних розрахунок, в той час як режим врахування повномасштабного помпажа може в ряді випадків характеризуватися чисельною (нефізичною) нестійкістю розрахунків, що пояснюється високою чутливістю двотактних малооборотних двигунів до параметрів процесів газообміну. Використання режиму локального помпажа дозволяє домогтися високої швидкості і стабільності розрахунків при одночасному врахуванні явища помпажа, що є досить розумним компромісом. Дослідник

повинен раціонально використовувати всі три режими врахування помпажа відцентрового компресора в залежності від поставленого завдання, віддаючи перевагу режиму «стабілізації» при початковому налаштуванні математичної моделі і режиму локального помпажа для перевірки вірогідності виникнення помпажа. У той же час необхідні додаткові дослідження в області коректного моделювання роботи компресора в умовах помпажа.

**Ключові слова:** відцентровий компресор; помпаж; моделювання двигуна внутрішнього згорання; характеристики компресора

## ПРИМЕНЕНИЕ КАРТ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Д. С. Минчев, Р. А. Варбанец*

Моделирование рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания с наддувом невозможно без корректной оценки параметров работы агрегата наддува. Стандартным является подход, при котором используются специально подготовленные карты характеристик компрессора и турбины турбокомпрессора, полученные на основе экспериментальных данных или данных, представленных производителями. Интерполяция, экстраполяция и обработка карт характеристик центробежного компрессора является достаточно непростой задачей, так как необходимо обеспечить корректный учет работы компрессора в таких специфических зонах его работы, как вблизи границы запыриания, вращающегося срыва и в режимах помпажа. При этом необходимо обеспечить быстрое и стабильное выполнение расчета рабочего цикла. Blitz-PRO – программный сервис для расчета рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания, доступный онлайн – предлагает возможность подготовки и использования карт характеристик агрегатов наддува. При этом доступны три различные режима учета работы центробежного компрессора в условиях помпажа: 1) полномасштабный помпаж на основе подходе, предложенных Ф. К. Мооге и Е. М. Greitzer; 2) мелкомасштабный помпаж с возможностью гибкой настройки; 3) режим «стабилизации», при котором явление помпажа компрессора исключается путем экстраполяции расходной характеристики компрессора от точки возникновения срыва в сторону уменьшения расхода воздуха с использованием гиперболического уравнения. В качестве примера рассматривается режим работы двигателя MAN 8G70ME-E (точка 12140 кВт при 82 мин<sup>-1</sup> по винтовой характеристике) со сравнением результатов расчетов для трех методов учета работы компрессора в условиях помпажа. Режим «стабилизации» обеспечивает наиболее быстрый и стабильных расчет, в то время как режим учета полномасштабного помпажа может в ряде случаев характеризоваться численной (нефизической) неустойчивостью расчетов, что объясняется высокой чувствительностью двухтактных малооборотных двигателей к параметрам процессов газообмена. Использование режима мелкомасштабного помпажа позволяет добиться высокой скорости и стабильности расчетов при одновременном учете явления помпажа, что является достаточно разумным компромиссом. Исследователь должен рационально использовать все три режима учета помпажа центробежного компрессора в зависимости от поставленной задачи, отдавая предпочтение режиму «стабилизации» при начальной настройке математической модели и режим мелкомасштабного помпажа для проверки вероятности возникновения помпажа. В тоже время необходимы дополнительные исследования в области корректного моделирования работы компрессора в условиях помпажа.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор; помпаж; моделирование двигателя внутреннего сгорания; характеристики компрессора.

УДК 621.436:621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.03

*В.М. Бганцев*

## НАУКОВІ ПРИНЦИПИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОПАЛИВ

*Використання палив біологічного походження на основі рослинних олій та іншої аналогічної сировини в дизельних двигунах в розвинених країнах дозволяє зменшити витрати мінерального дизельного палива та покращити стан оточуючого середовища. Це питання актуально і для України, у зв'язку з чим керівними органами йому приділяється велика увага. Поглиблення знань у вивченні особливостей протікання робочих циклів дизелів, їх потужнісних та токсичних характеристик при цьому сприяє оптимізації використання цих видів палива. В наведеній роботі розглянуті основні питання, пов'язані з використанням в якості біологічної складової палива рослинних олій, таких як соняшникова, ріпакова, кукурудзяна та їх етилових ефірів як у чистому вигляді так і в суміші з мінеральним дизельним паливом. Розглянуто питання з теоретичних та експериментальних даних, пов'язаних з використанням цих палив в дизельних двигунах. Експериментальні дослідження проводились на дизельних двигунах Д21А та чотирициліндровому – Шкода – аналогу двигуна Volkswagen об'ємом 1,9 л з турбонаддувом. Економічні і токсичні харктеристики одержували за навантажувальними та швидкісними характеристиками. Спостерігається збільшення витрат сумішевого палива у порівнянні з мінеральним паливом, токсичні характеристики за деякими показниками були кращі, в деяких випадках, наприклад при роботі на підвищених потужностях, позіриувались відносно показників при роботі на мінеральному паливі. Сформульовано основні принципи ефективного використання біопалив в транспортних дизелях з енергетичних, токсичних показників, а також корозійного впливу сумішевих біопалив на паливну апаратуру. На сьогодні автотранспортні станції в Україні продають як альтернативні тільки палива для бензинових двигунів. Це суміші в різних пропорціях бензину і біоетанолу з вмістом останнього до 35–40% за об'ємом.*

© В.М. Бганцев, 2021

ISSN 0419-8719 ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ 1'2021

15