

## ALGORYTMIZACJA MODELU DLA PROCESU TURBO CHŁODZENIA POWIETRZA DOŁADOWUJĄCEGO NA PRZYKŁADZIE TURBODOŁADOWANEGO SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

DOI: 10.24136/atest.2018.296

Data zgłoszenia: 30.08.2018. Data akceptacji: 25.09.2018.

*W artykule omówiony został uproszczony model matematyczny układu turbo chłodzenia oraz algorytm opierający się na iteracyjnym mechanizmie obliczeń. Przedstawione zostały podstawowe zależności matematyczne dotyczące pracy turbosprężarki charakteryzujące istotę procesów zachodzących w turbodoładowaniu oraz możliwość zastosowania tych powiązań w modelu badawczym z uwzględnieniem zjawiska turbo chłodzenia.*

### WSTĘP

Model matematyczny opiera się na zależnościach funkcyjnych (wielomianach) aproksymujących parametry silnika dla wielowymiarowej przestrzeni czynnikowej [1,2,3,4]. Parametry funkcji określono za pomocą metod statystycznych [5,6]. Model sprężarki przedstawiono w postaci wielomianów, które zostały opracowane na podstawie charakterystyk podanych przez autora [7,8,9,10,11]. Opisywały one zależność izentropowej sprawności sprężania  $\lambda_s$  oraz sprężu  $\pi_s$  od prędkości obrotowej turbosprężarki oraz zredukowanego strumienia masy powietrza.

Przy projektowaniu modelu turbiny również wykorzystano bezwymiarowe charakterystyki [12], które ułatwiły zapis funkcji wielomianowych drugiego stopnia z uwzględnieniem rachunku aproksymacyjnego. Uzyskane zależności pozwoliły na wyznaczenie parametru przepływu  $F_p$  i izentropowej sprawności rozprężania  $\eta_t$  dla określonego typu turbiny.

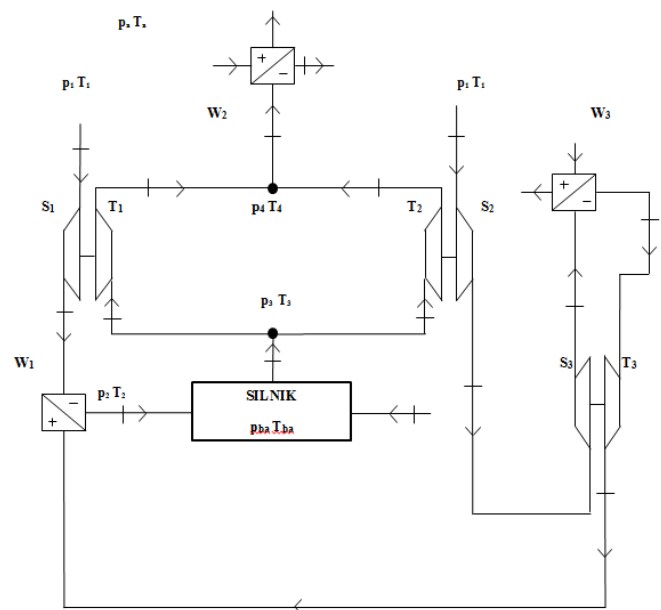
Obliczenia zostały przeprowadzone dla wybranych typów turbosprężarek oraz w zadanym punkcie pracy silnika.

Na wstępie należało przyjąć:

- określoną wartość prędkości obrotowej silnika  $n$ ,
  - wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  lub dawki paliwa  $q_0$ .
- Dodatkowo należało uwzględnić ciśnienie doładowania  $p_{ba}$ , ciśnienie spalin w przekroju kontrolnym (wlotowym) turbiny  $p_t$ , temperaturę spalin w przekroju kontrolnym turbiny  $T_t$ , prędkość obrotową turbosprężarki  $n_t$  i współczynnik napełnienia  $\eta_v$ . W algorytmie uwzględniono ograniczenia związane z dopuszczalną granicą pompowania sprężarki i temperaturą spalin przed turbiną. Ograniczenia dotyczą również dopuszczalnych wartości ciśnienia doładowania (sprężu sprężarki) czy współczynnika nadmiaru powietrza.

### 1. MODEL BADAWCZY UKŁADU TURBO CHŁODZENIA

Poniżej jest zamieszczony uproszczony model, spełniający podstawowe zależności bilansowe [13], przy współpracy silnika z turbosprężarkami, który wykorzystuje iteracyjny mechanizm obliczeń.



Rys.1. Uproszczony schemat modelu układu turbo chłodzenia [14].

Iteracyjna pętla zakłada korygowanie wartości parametrów, aż do osiągnięcia założonej dokładności rozwiązania. W wewnętrznej pętli iteracyjnej korekcji może ulec m.in. prędkość obrotowa turbosprężarki  $n_t$ , dawka paliwa  $q_0$ , czy choćby współczynnik napełnienia  $\eta_v$ . Natomiast zewnętrzna pętla iteracyjna zakłada korygowanie wartości prędkości obrotowej  $n_t$ , w zależności od bilansu mocy sprężarki  $N_s$  oraz turbiny  $N_t$ . W układzie z dwiema turbosprężarkami, przy wyznaczonych wartościach mocy sprężarki i turbiny korekcji podlega również strumień powietrza każdej sprężarki ( $S_1$  i  $S_2$ ) lub ( $S_2$  i  $S_3$ ). Jeżeli istnieje zbieżność wartości  $N_s$  i  $N_t$ , stanowi to podstawę do zakończenia obliczeń.

### 2. ALGORYTMIZACJA MODELU

#### 2.1. PARAMETRY SPRĘŻARKI

Zakładając określone zużycie powietrza przez silnik A, wyrażone w kg/h, strumień masy powietrza sprężarki wynosi:

$$\dot{m}_s = \frac{A}{3600} \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (1)$$

Gdy bierzemy pod uwagę obliczenia w trybie pracy z dwiema turbosprężarkami, strumień masy powietrza z dużej sprężarki  $\dot{m}_{s1}$  oraz

z malej  $\dot{m}_{s2}$  określamy uwzględniając wartość współczynnika udziału masy powietrza z dużej sprężarki  $W_p$ :

$$\dot{m}_{s1} = \frac{A \cdot W_p}{3600} \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{s2} = \frac{A \cdot (W_p - 1)}{3600} \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (3)$$

Znając strumień masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_s$  ciśnienie powietrza przed wirnikiem sprężarki wynosi:

$$p_1^* = p_a - C \cdot \left( \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,zn}} \right)^2 \quad (MPa) \quad (4)$$

Przy wartości współczynnika C w zakresie od 0,003 do 0,005 MPa, który określa straty ciśnienia na odcinku do sprężarki, dla zadanego strumienia masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_{s,zn}$  w warunkach znamionowych przyjęto  $\dot{m}_{s,zn} = 0,31 \text{ kg/s}$ , natomiast  $C = 0,004 \text{ MPa}$ .

Przyjmujemy temperaturę otoczenia  $T_a$  równą całkowitej temperaturze powietrza przed sprężarką  $T_1^{*1}$

Wstępnie przyjęta wartość liczby Laval'a  $\Lambda_1$  z zależności  $\varepsilon(\Lambda, \kappa) = \frac{p \cdot T^*}{T \cdot p^*}$  (5) określa wartość funkcji gazodynamicznej  $\varepsilon(\Lambda_1)$ .

Gęstość powietrza przed sprężarką  $\rho_1$  obliczana jest z zależności:

$$\rho_1 = \frac{p_1^* \cdot 10^6 \cdot \varepsilon(\Lambda_1)}{R \cdot T_1^*} \left( \frac{kg}{m^3} \right) \quad (6)$$

W przypadku ciśnienia  $p_1^*$ , które jest wyrażone w MPa wymagany jest współczynnik  $10^6$ .

Mając znane średnicę zewnętrzną  $D_{s1}$  oraz średnicę osadzenia łopatek  $D_{s0}$  prędkość strumienia powietrza na wlocie wirnika sprężarki w przekroju wlotowym jest równa:

$$c_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot \rho_1 \cdot (D_{s1}^2 - D_{s0}^2)} \left( \frac{m}{s} \right) \quad (7)$$

W przekroju wlotowym wirnika sprężarki krytyczna prędkość powietrza  $a_{kr}$  wyliczana jest z zależności:

$$a_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_1^*} \left( \frac{m}{s} \right) \quad (8)$$

Liczba Laval'a:

$$\Lambda_1 = \frac{c_1}{a_{kr}} \quad (9)$$

<sup>1</sup> Za pomocą gwiazdki „\*” w górnym indeksie określa się parametry całkowite gazów. Parametrami tymi określa się ciśnienie oraz temperaturę, na które składa się składowa statyczna oraz dynamiczna.

Prędkość obrotowa turbosprężarki zredukowanej do temperatury odniesienia dla charakterystyk sprężarek  $T_{ra}=288 \text{ K}$ :

$$n_{rt} = n_t \cdot \sqrt{\frac{T_{ra}}{T_1^*}} \left( \frac{obr}{min} \right) \quad (10)$$

Strumień masy powietrza ze sprężarki  $\dot{m}_{rs}$  zredukowany do temperatury  $T_{ra}=288 \text{ K}$  oraz ciśnienia odniesienia  $p_{ra}=0,1 \text{ MPa}$  określony został na podstawie:

$$\dot{m}_{rs} = \dot{m}_s \cdot \frac{p_{ra}}{p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_{ra}}} \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (11)$$

Wartości sprawności izentropowej  $\eta_s^*$  oraz sprężu  $\pi_s^*$  sprężarki wyznaczone są z wielomianów aproksymujących określone funkcje. Następnie obliczany jest strumień masowy powietrza, który odpowiada granicy pompowania sprężarki  $\dot{m}_{pom}$ . Kolejny wyliczany jest współczynnik odległości od linii pompowania dla sprężarki:

$$K_{pom} = \frac{(\dot{m}_{rs} - \dot{m}_{pom})}{\dot{m}_{rs}} \cdot 100\% \quad (12)$$

Praca izentropowego sprężania 1kg powietrza w sprężarce jest równa:

$$H_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot T_1^* \cdot R \cdot \left( \pi_s^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \left( \frac{J}{kg} \right) \quad (13)$$

Moc wynikająca z wykonanej pracy jest określona zależnością:

$$N_s = \frac{\dot{m}_s \cdot H_s}{\eta_s^*} \quad (W) \quad (14)$$

## 2.2. PARAMETRY ZASILANIA POWIETRZEM I PALIWEM

Analizując silnik 6 – cylindrowy pracujący przy określonych prędkościach obrotowych  $n$  w (obr/min) oraz przy określonej dawce paliwa  $q_0$  w (mg/cykl) istnieje możliwość na obliczenie bezwzględnego zużycia paliwa  $B$ , które jest obliczane z zależności:

$$B = \frac{q_0 \cdot i \cdot n}{120 \cdot 10^3} \left( \frac{g}{s} \right) \quad (15)$$

Zużycie powietrza przez silnik jest wyznaczone na podstawie obliczonego zużycia paliwa  $B$  oraz dla przyjętej wartości współczynnika nadmiaru powietrza ze wzoru:

$$A = 3,6 \cdot B \cdot \lambda \cdot L_t \left( \frac{kg}{h} \right) \quad (16)$$

Przy znanym sprężu  $\pi_s^*$  ciśnienie  $p_2=p_b$  za sprężarką jest wyznaczone z zależności:

$$p_b = \pi_s^* \cdot p_d^* \quad (MPa) \quad (17)$$

Ciśnienie doładowania:

$$p_{ba} = p_b - D \cdot \left( \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,zn}} \right)^2 \quad (MPa) \quad (18)$$

Wartość współczynnika D przyjmuje się w zakresie od 0,001 do 0,004 MPa [14]. Współczynnik ten określa straty na przestrzeni od sprężarki do zaworu dolotowego.

Wykładnik politropy sprężania w sprężarce jest wyznaczany na podstawie zadanej wartości wykładnika izentropy powietrza  $\kappa$ :

$$n_s = \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \eta_s^*}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \eta_s^* - 1} \quad (19)$$

Temperatura powietrza za sprężarką jest określona zależnością  $T_2=T_b$ , natomiast:

$$T_b = T_1^* \cdot \pi_s^{*n_s} \quad (K) \quad (20)$$

Przed zaworem dolotowym temperatura świeżego ładunku przy uwzględnieniu przyrostu temperatury powietrza  $\Delta T$  na przestrzeni między sprężarką a zaworem dolotowym jest równa:

$$T_{ba} = T_b + \Delta T \quad (K) \quad (21)$$

Przyjmuję się, że przysrot temperatury powietrza od ścianek przewodu dolotowego jest w granicach 4K. Natomiast mając już wyliczone ciśnienie oraz temperaturę doładowania gęstość powietrza doładowanego wynosi:

$$\rho_{ba} = \frac{p_{ba} \cdot 10^6}{R \cdot T_{ba}} \quad \left( \frac{kg}{m^3} \right) \quad (22)$$

Analizując zależność  $\pi(\Lambda, \kappa) = \frac{p}{p^*}$  dla wstępnie przyjętej wartości liczby Laval'a  $\Lambda_t$  wyznaczana jest wartość funkcji gazodynamicznej  $\pi(\Lambda_t)$ . Średnie ciśnienie spalin powiązane jest zależnością:

$$p_{g1} = p_t^* \cdot \pi(\Lambda_t) \quad (MPa) \quad (23)$$

Mając znane wartości ciśnienia, temperatury doładowania ( $p_{ba}, T_{ba}$ ) oraz ciśnienia spalin  $p_{g1}$  jesteśmy w stanie wyliczyć współczynnik napełnienia  $\eta_v$ . Skorygowane zużycie powietrza przez silnik przy znanej prędkości obrotowej  $n$  oraz znanej objętości skokowej  $V_{ss}$  przedstawione jest w postaci:

$$A = 30 \cdot V_{ss} \cdot n \cdot \eta_v \cdot \rho_{ba} \quad \left( \frac{kg}{h} \right) \quad (24)$$

Współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  obliczany jest ze wzoru:

$$\lambda = \frac{A}{3,6 \cdot B \cdot L_t} \quad (25)$$

### 2.3. PARAMETRY ZASILANIA TURBINY I WYDECHU

Strumień natężenia przepływu spalin przez turbinę przy danych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  oraz jego wydatku A jest opisany poniżej wzorem:

$$\dot{m}_t = \frac{A \cdot (\lambda \cdot L_t + 1)}{3600 \cdot \lambda \cdot L_t} \quad \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (26)$$

Dla paliwa przyjmujemy stała stechiometryczną  $L_t = 14,6$ .

Mając wstępnie przyjętą wartość współczynnika  $W_t$  udziału strumienia masy spalin, które przepływają przez większą turbinę obliczamy strumień masy spalin  $\dot{m}_{t(1)}$  oraz strumień  $\dot{m}_{t(2)}$  przepływający przez małą turbinę:

$$\dot{m}_{t(1)} = \dot{m}_t \cdot W_t \quad \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (27)$$

$$\dot{m}_{t(2)} = \dot{m}_t \cdot (W_t - 1) \quad \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (28)$$

Ciśnienie spalin w przekroju wylotowym turbiny:

$$p_4^* = p_a + E \cdot \left( \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,zn}} \right)^2 \quad (MPa) \quad (29)$$

Współczynnik E definiuje opory przepływu spalin w układzie wylotowym za turbiną. Można przyjąć jego wartość w zakresie 0,003-0,005 MPa [14].

Kolejno z powiązań pomiędzy ciśnieniem, temperaturą doładowania oraz współczynnikiem nadmiaru powietrza obliczamy temperaturę spalin w przekroju wlotowym turbiny  $T_t^*$ .

Przyjmujemy wstępną wartość ciśnienia spalin w przekroju wlotowym  $p_t^*$ , co w późniejszych krokach może zostać skorygowane podczas stosowania iteracji. Po ustaleniu wstępnej wartości ciśnienia spalin, określamy stopień rozprężania w turbinie:

$$\pi_t^* = \frac{p_t^*}{p_4^*} \quad (30)$$

Gęstość spalin w kolektorze dolotowym można wyliczyć ze wzoru:

$$\rho_t = \frac{p_t^* \cdot 10^6 \cdot \varepsilon(\Lambda_t)}{R_g \cdot T_t^*} \left( \frac{kg}{m^3} \right) \quad (31)$$

Mając dane pole powierzchni  $F_w$  [m<sup>2</sup>] jesteśmy w stanie wyliczyć prędkość strumienia masy spalin w przekroju wlotowym turbiny:

$$c_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_g \cdot F_w} \left( \frac{m}{s} \right) \quad (32)$$

Poniższa zależność pozwala na wyliczenie krytycznej prędkości spalin przy wlocie na wirnik turbiny:

$$a_{kr,t} = \sqrt{\frac{2\kappa_g}{\kappa_g + 1} \cdot R_g \cdot T_t^*} \left( \frac{m}{s} \right) \quad (33)$$

Liczbę Lavalą podaje poniższy wzór:

$$\Lambda_t = \frac{c_t}{a_{kr,t}} \quad (34)$$

Przy określonej prędkości obrotowej turbosprężarki  $n_t$  jesteśmy w stanie wyliczyć prędkość obwodową wirnika turbiny o średnicy zewnętrznej  $D_T$ :

$$u_t = \frac{\pi \cdot D_T \cdot n_t}{60} \left( \frac{m}{s} \right) \quad (35)$$

Wartość parametru przepływu  $F_p$  jesteśmy w stanie wyliczyć mając wyznaczone wartości stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  oraz kryterialnej prędkości obwodowej wirnika turbiny

$$u_{t,kr} = \frac{u_t}{\sqrt{T_t^*}} \quad (36)$$

korzystając ze wzoru:

$$F_p = \dot{m}_t \cdot \frac{\sqrt{T_t^*}}{p_t^*} \quad (37)$$

Współczynnik  $k_f$  uwzględniający chwilowy wzrost przepustowości turbiny jest wyznaczany dla każdego punktu pracy silnika. W powiązaniu z nim jest wyznaczana średnia wartość ciśnienia spalin w przekroju wlotowym turbiny:

$$p_t^* = \frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_t^*}}{k_f \cdot F_p} \quad (MPa) \quad (38)$$

Powyższy wzór umożliwia korygowanie wartości stopnia rozprężania  $\pi_t^*$  w turbinie. Izentropowa praca rozprężania 1 kg spalin w turbinie jest równa:

$$H_t = \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} \cdot R_g \cdot T_t^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \left( \frac{J}{kg} \right) \quad (39)$$

Określenie prędkości przepływu spalin wiąże się z zastosowaniem wzoru:

$$c_o = \sqrt{2 \cdot H_t} \left( \frac{m}{s} \right) \quad (40)$$

Sprawność turbiny  $\eta_{to}$  wyznaczana jest z zależności określających parametr  $u_t / c_o$  przy określonym współczynniku pulsacyjności  $k_N$ , który określa moc turbiny:

$$N_t = \dot{m}_t \cdot H_t \cdot \eta_{to} \cdot k_N \quad (W) \quad (41)$$

## PODSUMOWANIE

Aby spełnić podstawowe zależności bilansowe podczas współpracy turbosprężarki z silnikiem czy analizując bilans ciśnienia doładowania oraz ciśnienia spalin co najmniej dwóch urządzeń doładowujących wykorzystujemy się iteracyjny mechanizm obliczeń.

Mechanizm ten może działać w dwóch pętlach: wewnętrznej oraz zewnętrznej. W przypadku wewnętrznej pętli iteracyjnej mogą zostać skorygowane takie wartości jak: dawka paliwa  $q_0$ , prędkość obrotowa turbosprężarki  $n_t$ , udział strumienia masy spalin, które przepływają przez dużą turbinę  $W_t$ , czy współczynnik napelnienia  $\eta_v$ . Biorąc pod uwagę prędkość obrotową, jest ona uzależniona od zakresu zmienności współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , granicy pompowania sprężarki, ciśnienia doładowania  $p_{ba}$ , czy ciśnienia spalin w kolektorze ssącym  $p_g$ .

Z kolei w przypadku zewnętrznej pętli prędkość obrotowa  $n$  jest uzależniona od bilansu mocy sprężarki  $N_s$  i turbiny  $N_t$ . Podczas korygowania wartości prędkości obrotowej zmienia się wartość sprężu  $\pi_s$  oraz współczynnika  $\lambda$ . Zmiany tych wartości wpływają na stopień rozprężania turbiny  $\pi_t$ , co w efekcie zmniejsza różnicę pomiędzy mocą turbiny  $N_t$  oraz mocą sprężarki  $N_s$ . Efektem końcowym obliczeń jest uzyskanie zbliżonych wartości tych mocy.

## BIBLIOGRAFIA

- Ćwik B., Szczeciński S., Koncepcja systemu turbodoładowania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym, w: *Eksploatacja silników samochodowych*, Szczecin, Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów 1993, s.21-24.
- Danilecki K., Model of turbo-charging system of traction diesel engine, *Combustion Engines* 2007, No 3, s. 36-48.
- Sobociński R., Mitka J., Zastosowanie eksperymentu planowego w opracowaniu modeli symulacji procesów roboczych tłokowego silnika spalinowego, w: *II Konferencja Naukowo-Techniczna. Pojazdy samochodowe. Problemy postępu i rozwoju. Sekcja II. Badania i urządzenia badawcze. Autoprogres'86*, Jadwisin styczeń 1986 r., [b.w.] 1986, s. 100-108.
- Sowa K., Dobór parametrów konstrukcyjno-regulacyjnych aparatury wtryskowej silnika wysokoprężnego przy zastosowaniu wieloparametrowej metody optymalizacji, *Silniki Spalinowe* 1988, nr 1, s.17-20.
- Polański Z., *Planowanie doświadczeń w technice*, Warszawa, PWN 1984, ISBN 83-01-04507-8.
- Rumszyski L.Z., *Matematyczne opracowanie wyników eksperymentu*, Warszawa, WNT, 1973.

7. Danilecki K., Założenia do modelowania turbosprężarki trakcyjnego silnika z pulsacyjnym zasilaniem turbiny, *Archiwum Motoryzacji* 2006, nr 4, s.421-436.
8. Kowalczyk M., Kozak W., Jaskuła A., Wisłocki K., Komputerowa symulacja pracy turbodoładowanego silnika wysokoprężnego z upustową regulacją doładowania, w: II Konferencja Naukowo-Techniczna. Problemy Postępu i Rozwoju. Sekcja 1. Teoria i obliczenia, Autoprogres'86, Jadwisin styczeń 1986 r., [b.w.], s.181-193.
9. Kowalczyk M., Kozak W., Jaskuła A., Wisłocki K., Zastosowanie optymalizacji do wyznaczania charakterystyki zewnętrznej silnika wysokoprężnego, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych 1990, nr 3, s. 61-85.
10. Wirkowski P., Modelowanie charakterystyki sprężarki osiowej o zmiennej geometrii kanału przepływowego, *Diagnostyka* 2005, nr 35, s.31-36.
11. Wisłocki K., Badanie wpływu upustowej regulacji parametrów doładowania na własności trakcyjne turbodoładowanych silników spalinowych. Praca doktorska, Poznań, Politechnika Poznańska 1986.
12. Sinjavskij V.V., Obobsennye charakteristiki malorazmernih kompressov i turbin, *Rabocie processy avtotraktornych dvigatelej i ich agregatov*. Moskwa. Sbornik naucznych trudov MADI 1987
13. Elias Jacek: *EIN BEITRAG ZUR BEWERTUNG EINER ABGASANGETRIEBENEN KALTLUFT – KALTEMASCHINE*. Dresden 1995.
14. Danilecki K.: *Studium modelowania i optymalizacji współpracy silnika trakcyjnego o zapłonie samoczynnym z turbosprężarkami pracującymi w układzie doładowania zakresowego*. Wydawnictwo Uczelniane ZUT w Szczecinie (2012).

---

### Model algorithmization for turbo cooling air processing on the example of a turbocharged engine with self-ignition engine

*The article discusses the simplified mathematical model of the turbo cooling system and the algorithm based on the iterative calculation mechanism. The basic mathematical relations concerning the work of the turbocharger describing the essence of the processes occurring in turbocharging and the possibility of applying these connections in the research model including the phenomenon of turbo cooling were presented.*

---

Autor:

mgr inż. **Piotr Burak** – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, Piotr.Burak@zut.edu.pl