

# Ocena możliwości prawidłowego kształtowania współpracy silnika trakcyjnego z turbosprężarkami pracującymi w układzie doładowania zakresowego

Krzysztof Danilecki, Artur Bielecki

## Streszczenie

W artykule sformułowano wymagania dotyczące najbardziej korzystnego podziału pracy sprężania w turbosprężarkach podczas doboru ich parametrów konstrukcyjnych w celu uzyskania oczekiwanego ukształtowania krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej silnika.

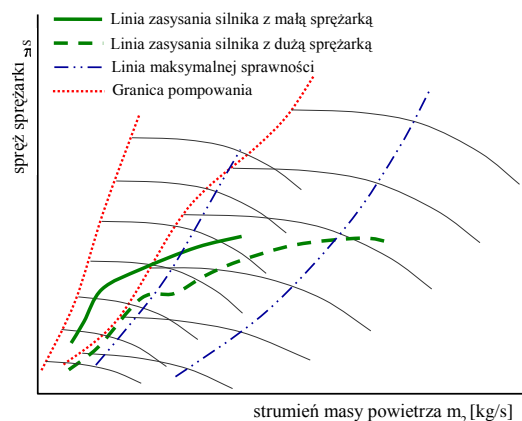
**Słowa kluczowe:** turbosprężarka, doładowanie zakresowe, modelowanie.

## Wstęp

Obecnie zaznacza się tendencja do zwiększania mocy silników uzyskiwanej z jednostki objętości skokowej zgodnie z tzw. koncepcją downsizingu. Wymaga to spalania coraz większych dawek paliwa wprowadzanych do cylindra w czasie jednego obiegu. Powstaje więc problem zwiększenia mocy maksymalnej oraz korzystnego ukształtowania charakterystyki maksymalnego momentu obrotowego silnika. W silnikach przeznaczonych dla pojazdów poruszających się w zmiennych warunkach ruchu specjalnego znaczenia nabiera również zakres małych oraz średnich obciążeń, w którym silnik o zastosowaniu trakcyjnym jest najdłużej eksploatowany. Szczególnie pożądana jest niewielka uciążliwość dla środowiska naturalnego oraz zachowanie korzystnych wartości zużycia paliwa. Spełnienie tych sprzecznych wymagań wiąże się z odpowiednim kształtowaniem charakterystyki doładowania.

Obecnie, najskuteczniejszym sposobem zapewnienia pożądanego wskaźników w zakresie ekonomii, ekologii i energetyki środków transportu jest doładowanie silników za pomocą turbosprężarki. Pełne wykorzystanie możliwości wynikających z turbodoładowania wymaga zapewnienia odpowiedniej jego wydajności w całym zakresie prędkości obrotowych i obciążenia silnika. Jak pokazują wyniki przeprowadzonych studiów rozpoznawczych i analizy porównawczej metod turbodoładowania silników trakcyjnych [1] zastosowanie niektórych rozwiązań konstrukcyjnych zastosowanie może prowadzić do pogorszenia warunków współpracy turbosprężarki i silnika w pewnych obszarach jego charakterystyki ogólnej. Ograniczenia te w szczególności dotyczą doładowania jednostopniowego, w tym również turbosprężarkami o zmiennej geometrii kierownicy VGT. Istotną barierą są niekorzystne właściwości sprężarek odśrodkowych stosowanych w turbodoładowaniu. W doładowaniu jednostopniowym zazwyczaj konieczne jest wykorzystanie całej charakterystyki sprężarki (rys. 1). Powoduje to, że podczas współpracy z

silnikiem punkty pracy sprężarki przebiegają przez obszary jej charakterystyki, gdzie sprawność sprężania jest bardzo mała.



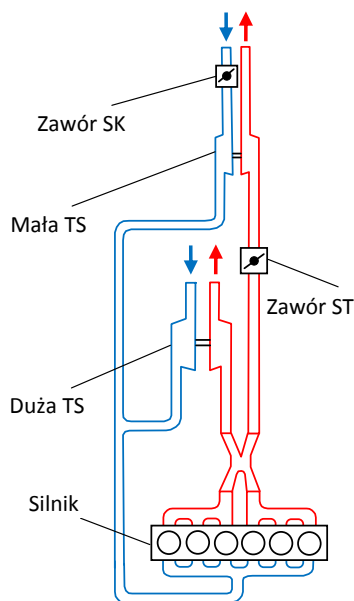
**Rys. 1.** Możliwości wykorzystania charakterystyki sprężarki przy współpracy silnika z małą oraz dużą turbosprężarką

Zmniejszenie sprawności sprężania przejawia się nadmiernym wzrostem temperatury sprężanego powietrza, co ogranicza wzrost mocy silnika oraz sprzyja zwiększeniu jego obciążeń cieplnych i emisji tlenków azotu NOx. Pogarszają się również warunki wymiany ładunku, co prowadzi do zwiększenia zużycia paliwa, zwłaszcza w zakresie małych obciążeń silnika. Tym niekorzystnym skutkiem można zapobiegać jeżeli ograniczy się wykorzystanie charakterystyki sprężarki do obszaru o największej sprawności sprężania. Można to osiągnąć jeżeli zamiast jednej dużej turbosprężarki wykorzystywanej w całym polu pracy silnika zastosuje się dwie mniejsze turbosprężarki, połączone ze sobą równolegle i włączane kolejno w miarę zwiększania zapotrzebowania na powietrze. Wtedy każda ze sprężarek pracować

będzie w znacznie mniejszym zakresie zmienności natężenia przepływu powietrza wymuszonym przez współpracę z silnikiem. Idea ta jest realizowana w układzie doładowania zakresowego [2, 3].

### 1. Opis problemu

Schemat badanego układu doładowania zakresowego przedstawiono na rys. 2.



**Rys. 2.** Zasada działania układu doładowania zakresowego z turbosprężarkami pracującymi w dwóch zakresach działania silnika

W układzie tym wykorzystano dwie turbosprężarki różnej wielkości działające w dwóch różnych zakresach pracy silnika. W zakresie małych prędkości obrotowych silnika przy jego ograniczonym zapotrzebowaniu na powietrze pracuje tylko jedna duża turbosprężarka. Jej mniejsze rozmiary, w porównaniu do doładowania jednostopniowego, umożliwiają istotne zwiększanie ciśnienia doładowania w zakresie małych prędkości obrotowych silnika, co także pozwala zwiększyć maksymalny moment obrotowy silnika. Gdy wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika ciśnienie doładowania osiągnie zakładaną wartość, to za pomocą zaworu sterującego przepływem powietrza SK i zaworu sterującego przepływem spalin ST włączana jest druga, mała turbosprężarka. Powoduje to rozdzielenie strumienia spalin pomiędzy dwie pracujące równolegle turbosprężarki czemu towarzyszy gwałtowne zmniejszenie ciśnienia doładowania. Jest to niekorzystna właściwość tego układu objawiająca się w fazie przełączania pomiędzy zakresami pracy turbosprężarek. Efektem takiego sposobu włączania drugiej turbosprężarki jest również nieciągłość charakterystyki maksymalnego momentu obrotowego.

Niekorzystne cechy układu doładowania zakresowego zwracają szczególną uwagę na problematykę doboru urządzeń doładowujących i zapewnienia odpowiednich warunków ich współpracy z silnikiem spalinowym. W rozpatrywanym przypadku problem ten się potęguje ze względu na konieczność właściwego wyboru rozmiarów dwóch różnych turbosprężarek oraz – dodatkowo – zapewnienia odpowiednich warunków współpracy między nimi. Szczególnie istotne jest to w fazie przełączania

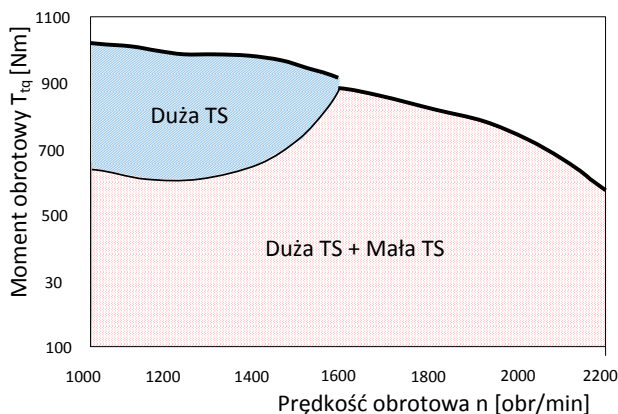
trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami, a więc dotyczy również zagadnień sterowania.

Warunki współpracy dwóch turbosprężarek pracujących w układzie równoległym zależą od podziału strumieni masowych powietrza i spalin (obciążenia) pomiędzy każdą z nich. Podział ten powinien zapewniać pracę każdej sprężarki ze sprawnością zbliżoną do swojej wartości maksymalnej w szerokim zakresie zmian wartości sprężu oraz masowego natężenia przepływu powietrza.

Poszukiwanie optymalnego podziału strumieni masowych powietrza pomiędzy sprężarkami następuje poprzez odpowiedni dobór przekrojów przepływowych spalin w każdej turbosprężarce. Jeżeli wymagana jest zmiana przekroju przepływowego spalin turbiny dużej turbosprężarki, to, przy określonym zapotrzebowaniu na powietrze przez silnik, prowadzić to będzie do jednoczesnych zmian przekroju turbiny w małej turbosprężarce i odpowiednich zmian jej sprawności sprężania. Szczególnie niekorzystne mogą okazać się zmiany prowadzące do zwiększenia przekroju przepływowego turbiny małej turbosprężarki, gdyż pogłębiają nieciągłość charakterystyki doładowania i momentu obrotowego. Dlatego przekrój przepływowy spalin w turbinie dużej turbosprężarki pracującej w pierwszym zakresie dobierany jest według kryterium uzyskania zakładanej wydajności doładowania przy małych prędkościach obrotowych silnika. Natomiast całkowity przekrój przepływowy dwóch turbosprężarek pracujących równolegle powinien zapewnić wymaganą wydajność doładowania w znamionowych warunkach pracy silnika przy dużych prędkościach obrotowych. Oznacza to, że dobór pola przekroju przepływowego spalin w turbinie małej turbosprężarki stanowić będzie kompromis wynikający ze spełnienia tych kryteriów. Przy tak wyznaczonych przekrojach przepływowych spalin w turbinach podział strumieni masowych powietrza pomiędzy dwie sprężarki pracujące równolegle, nie będzie możliwe spełnienie warunku zapewnienia maksymalnej sprawności sprężania takiego zespołu.

Omówiony układ doładowania przewidziano do współpracy z silnikiem typu SW-680. Jest to silnik o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej 11,1 dm<sup>3</sup>, przeznaczony do napędu samochodów ciężarowych dużej ładowności. Zastosowano turbosprężarkę produkcji WSK Rzeszów. Większą turbosprężarkę dobrano z typoszeregu B3C w zestawieniu z wirnikiem sprężarki o oznaczeniu 309K oraz z turbiną o polu przekroju przepływowym spalin  $A_{T(II)} = 14 \text{ cm}^2$ . Mniejszą turbosprężarkę z typoszeregu B65 zestawiono ze sprężarki o numerze katalogowym wirnika 60 oraz z turbiną o przekroju przepływowym spalin  $A_{T(II)}$  równym 9,1 cm<sup>2</sup>.

W celu oceny warunków współpracy silnika z wybranymi turbosprężarkami przeprowadzono obliczenia symulacyjne przy wykorzystaniu własnego programu numerycznego [4]. Wyniki tych obliczeń pozwoliły na wyznaczenie obszarów pracy silnika z jedną oraz z dwiema turbosprężarkami w całym polu charakterystyki ogólnej. Pole to ograniczone jest krzywą maksymalnego momentu obrotowego, którego wartości obliczono przy zachowaniu takiej samej wartości współczynnika nadmiaru powietrza jak w przypadku doładowania jednostopniowego z fabryczną turbosprężarką B4A. Przebieg granicy ustalającej zakresy pracy turbosprężarek określono na podstawie porównania jednostkowego zużycia paliwa uzyskiwanego przy takich samych wartościach momentu obrotowego w silniku pracującym z jedną oraz z dwiema turbosprężarkami. Obliczenia te przeprowadzono przy różnych wartościach prędkości obrotowej w całym jej użytecznym zakresie. Optymalną (według kryterium jednostkowego zużycia paliwa) strategię sterowania przełączaniem pomiędzy dwoma zakresami pracy turbosprężarek w warunkach quasistatycznych przedstawia rys. 3.



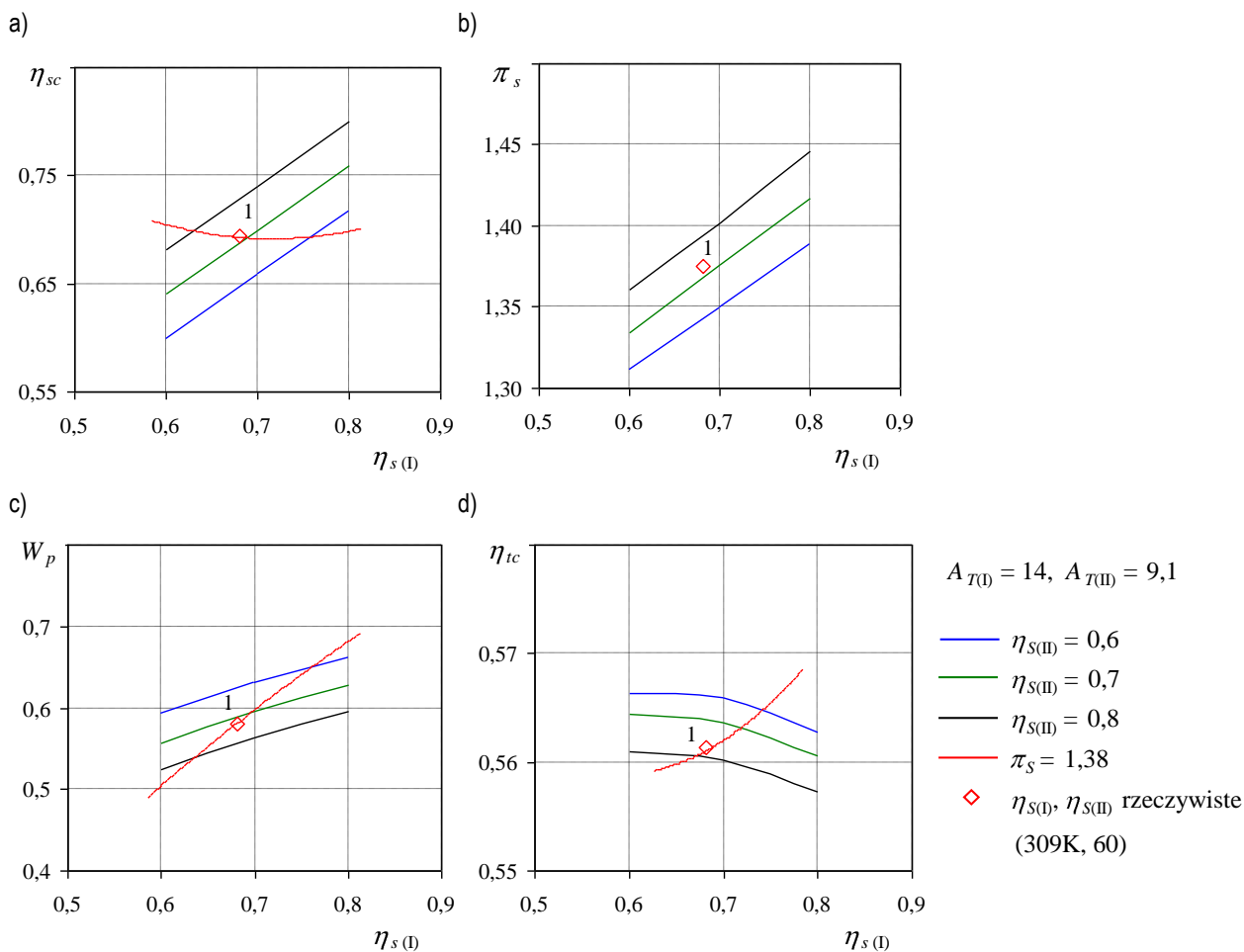
**Rys. 3.** Granice przełączania turbosprężarek w badanym układzie doładowania z dwoma zakresami pracy

Przebieg granicy przełączania pomiędzy zakresami pracy turbosprężarek wyznaczony został dla turbosprężarek o zadanych charakterystykach przepływowych określonych przez

parametry doboru sprężarek oraz turbin. Uzyskane wyniki badań wskazują, że zasadniczą rolę w kształtowaniu warunków współpracy turbosprężarek oraz zapewnieniu korzystnego przebiegu charakterystyki napędowej silnika odgrywać może właściwy dobór sprężarek o odpowiednich charakterystykach przepływowych [5].

## 2. Wpływ zmian charakterystyk sprężarek podczas ich doboru do silnika

Symulacyjną ocenę zmian sprawności sprężania  $\eta_{s(I)}$  dużej oraz  $\eta_{s(II)}$  małej sprężarki na wskaźniki pracy silnika i układu doładowania przeprowadzono w warunkach charakterystyki zewnętrznej silnika w przewidywanym punkcie przełączania turbosprężarek na przy prędkości obrotowej  $n = 1400$  obr/min. Rozpatrywano zmiany wartości  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  w zakresie od 0,6 do 0,8. Zakres ten odzwierciedla stan rozwoju oraz jakość konstrukcji współczesnych sprężarek stosowanych w turbodoładowaniu. Obliczenia wykonano przy wybranych przekrojach wlotowych turbin  $A_{T(I)} = 14$  cm<sup>2</sup> oraz  $A_{T(II)} = 9,1$  cm<sup>2</sup> oraz przy zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,45$ . Wyniki tych obliczeń ilustruje rys. 4.



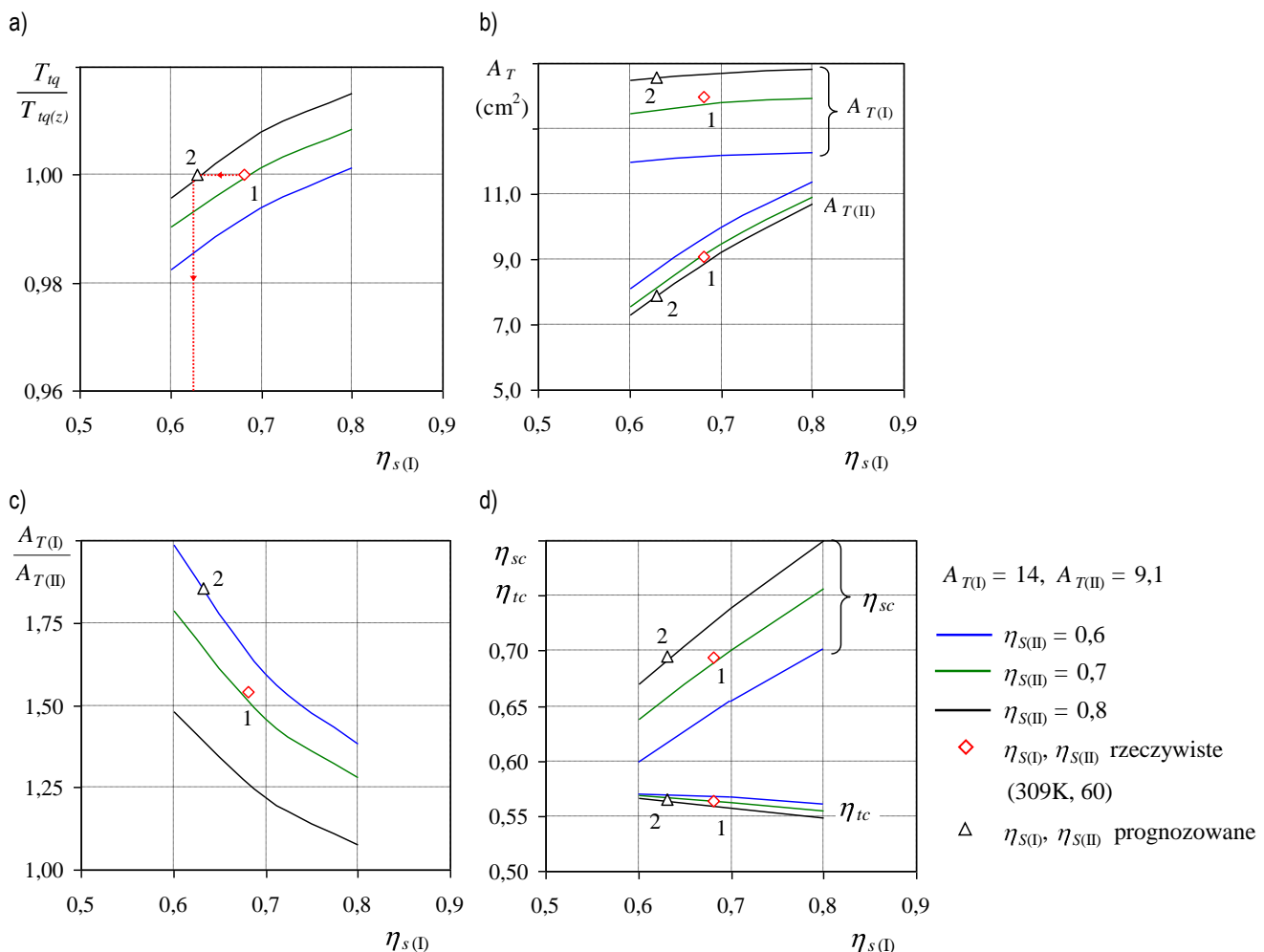
**Rys. 4.** Wpływ sprawności sprężarek  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  przy przekrojach wlotowych  $A_{T(I)} = 14$  cm<sup>2</sup>,  $A_{T(II)} = 9,1$  cm<sup>2</sup> w zadanej punkcie pracy silnika SW 680 ( $n = 1400$  obr/min,  $\lambda = 1,45$ ) na: a) sprawność sprężania układu doładowania, b) spręż sprężarek, c) podział strumieni masy powietrza pomiędzy sprężarki, d) sprawność rozprężania w turbinach; linią czerwoną zaznaczono wartości charakterystyk przy stałej wartości sprężu  $\pi_s = 1,38$  uzyskanej w przypadku sprężarek 309K i 60 (punkt 1)

Jak należy oczekiwać, dla określonego skojarzenia przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  duże wartości  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  prowadzą do zwiększenia całkowitej sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 4 a), a w konsekwencji – do zwiększenia sprężu  $\pi_s$  (rys. 4 b). Równocześnie obserwuje się wyraźne zmiany podziału strumienia masy powietrza pomiędzy sprężarki ocenianego na podstawie współczynnika  $W_p$ , który zdefiniowano jako stosunek strumienia masy powietrza dużej turbosprężarki do całkowitego masowego strumienia przepływającego przez zespół sprężarek (rys. 4 c). Linia czerwoną zaznaczono wartości charakterystyk odpowiadające rzeczywistej wartości sprawności sprężania uzyskiwanej w przypadku sprężarek 309K 60, przy zadanej wartości sprężu  $\pi_s = 1,38$  (punkt 1). Z przebiegu tej linii wynika, że przy stałym sprężu  $\pi_s = 1,38$  zwiększenie sprawności w mniejszej sprężarce  $\eta_{s(I)}$  wymaga jednoczesnego zmniejszenia sprawności sprężarki większej  $\eta_{s(II)}$ , co prowadzi także do zmniejszenia jej udziału ( $W_p$ ) w procesie sprężania, w porównaniu z przebiegiem sprawności sprężarek 309K i 60 (rys. 4 b). Takie zmiany wartości  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$ , przy  $\pi_s = \text{const}$ , pozwalają uzyskać niezmienną wartość sprawności układu doładowania (rys. 4 a, d).

Na podstawie charakterystyki przedstawionej na rys. 4 c można również stwierdzić, że przy stałym sprężu  $\pi_s$  zmiana

sprawności sprężania w sprężarkach, w stosunku do wartości uzyskiwanych w kompletacji 309K i 60 (punkt 1), prowadzi do istotnych zmian podziału ich obciążenia. W takim przypadku dla zachowania zakładanych warunków doładowania ( $\pi_s$ ,  $\lambda$ ) w punkcie doboru sprężarek do silnika niezbędna jest odpowiednia zmiana przekrojów przepływowych w turbinach  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$ .

Zależność pomiędzy sprawnością sprężania w sprężarkach  $\eta_{s(I)}$  i  $\eta_{s(II)}$  a wielkością pól powierzchni przekrojów skrzyń wlotowych turbin  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  ilustruje rys. 5. W celach porównawczych obliczenia te zostały wykonane przy wartościach sprężu i współczynnika nadmiaru powietrza oraz przy zadanym podziale strumienia masy powietrza pomiędzy sprężarki, takim jak w przypadku wybranych sprężarek 309K i 60, przy przekrojach wlotowych turbin  $A_{T(I)} = 14 \text{ cm}^2$  oraz  $A_{T(II)} = 9,1 \text{ cm}^2$ . Z przebiegu charakterystyk wynika ściśle określona współzależność pomiędzy przekrojami  $A_{T(I)}$ ,  $A_{T(II)}$ , przy zmianach sprawności  $\eta_{s(I)}$  i  $\eta_{s(II)}$ . Łatwo zauważyć, że dla określonej wartości  $\eta_{s(II)}$  większa sprawność sprężania  $\eta_{s(I)}$  w większej sprężarce prowadzi do zwiększenia wymaganych przekrojów  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (rys. 5 b), przy jednoczesnym zmniejszeniu ich stosunku  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  (rys. 5 c).



**Rys. 5.** Wpływ sprawności sprężarek  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  w zadanym punkcie pracy silnika SW 680 ( $n=1400 \text{ obr/min}$ ,  $\lambda=1,45$ ,  $\pi_s=1,38$ ) przy określonym podziale wydatków sprężarek na: a) – względne zmiany momentu obrotowego (jako 100% przyjęto zadaną wartość momentu obrotowego  $T_{lq(z)}$ ) w kompletacji 309K-14 i 60-9,1), b) – wymagane przekroje przepływowe w turbinach, c) – stosunek przekrojów przepływowych, d) – zmiany sprawności układu doładowania

Występujące wówczas pewne zmniejszenie sprawności rozprężania w turbinach  $\eta_{tc}$ , pogarszającej się w przypadku dużych wartości  $\eta_{s(II)}$ , łagodzone jest znacznym przyrostem sprawności procesu sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 5 d). Pozwala to również uzyskać pewne zwiększenie wartości momentu obrotowego (rys. 5 a). Omówiony przebieg zmian parametrów turbosprężarek wskazuje na określone możliwości kształtowania charakterystyki wynika, że przy odpowiednich zmianach sprawności sprężania silnika. Z przebiegu krzywej momentu obrotowego (rys. 5 a) w sprężarkach  $\eta_{s(I)}$ ,  $\eta_{s(II)}$  podczas ich doboru do silnika (punkt 2) można zachować niezmienną wartość momentu obrotowego – taką jak w silniku ze sprężarkami 309K i 60 (punkt 1). Jednocześnie uzyskuje się możliwość korekty przekrojów wlotowych  $A_{T(I)}$  i  $A_{T(II)}$  (rys. 5 b). W porównaniu z fabrycznymi sprężarkami 309K i 60 (punkt 1) dobór małej sprężarki o większej sprawności ( $\eta_{s(II)} = 0,8$ ), przy równoczesnym zmniejszeniu sprawności sprężania w większej sprężarce  $\eta_{s(I)}$  do wartości 0,63, pozwala zachować niezmienną wartość całkowitej sprawności sprężania  $\eta_{sc}$  (rys. 5 d), umożliwiając przy tym zwiększenie przekroju wlotowego  $A_{T(I)}$  większej turbiny z 14 do 14,6 cm<sup>2</sup> oraz zmniejszenie wartości  $A_{T(II)}$  w turbinie mniejszej z 9,1 do 7,9 cm<sup>2</sup> (punkt 2). W rezultacie tych zmian stosunek przekrojów  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$  zwiększa się z 1,54 do wartości 1,85 (rys. 5 c).

Jak wynika z oceny przedstawionej w pkt. 1, możliwość zwiększenia wartości  $A_{T(I)} / A_{T(II)}$ , przy zachowaniu niezmiennych warunków doładowania w drugim zakresie, pozwala na istotne złagodzenie niekorzystnych skutków skokowego włączania drugiej turbosprężarki.

## Wnioski

Przedstawione wyżej wyniki obliczeń wskazują na pewną swobodę w kształtowaniu warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem pracującym w układzie doładowania zakresowego

wraz ze zmianą sprawności sprężania w sprężarkach. Jest to istotne spostrzeżenie o praktycznym znaczeniu, gdyż stwarza to możliwości prawidłowego doboru urządzeń doładowujących na podstawie przebiegu charakterystyk przepływowych dysponowanych sprężarek. Przy czym wybór wartości przekrojów wlotowych turbin sprowadza się do zapewnienia założonych wartości tych charakterystyk w określonych warunkach pracy silnika. Przy odpowiednim doborze wirników sprężarek oraz przekrojów wlotowych turbin można istotnie poprawić przebieg charakterystyki napędowej silnika w zakresie pracy z jedną turbosprężarką oraz zachować zadaną wartość momentu obrotowego podczas przełączania na tryb pracy z dwiema turbosprężarkami.

## Bibliografia

1. Danilecki K.: *Trends in the development of turbocharging systems in automotive vehicles*. Combustion Engines No. 2 (2008).
2. Borila Y.G.: *Sequential turbocharging helps highly-rated diesels*, Automotive Engineering No. 11 (1986).
3. Galindo J., Luján J. M., Climent H., Guardiola C.: *Turbocharging system design of a sequentially turbocharged diesel engine by means of a wave action model*, SAE Paper 2007-01-1564 (2007).
4. Danilecki K.: *Simulation prediction of operational parameters of a traction diesel engine with sequential turbocharging at selection of turbochargers*. Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa Vol. XI (2011).
5. 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).

## Possibilities assessment of the proper shaping of car engine cooperation with turbochargers working in the sequential supercharging system

### Abstract

*This paper presents the requirements concerning the most beneficial division of the compression work in turbochargers at the selection of their design parameters in order to obtain the desired shape of the maximum torque curve on the external characteristics of the engine.*

**Key words:** turbocharger, sequential turbocharging, modelling.

### Autorzy:

Dr hab. inż. **Krzysztof Danilecki** – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie  
Mgr inż. **Artur Bielecki** – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie