

Marek FLEKIEWICZ

Marek DYKIER

KRYTERIA I METODYKA DOBORU PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH MIESZALNIKÓW  
PRZEZNACZONYCH DO ZASILANIA SILNIKÓW SPALINOWYCH GAZEM ZIEMNYM

Streszczenie. W artykule omówiono kryteria doboru i projektowania mieszalników do silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym oraz dokonano syntetycznego przeglądu konstrukcji własnych. Omówiono metodykę i wyniki badań stanowiskowych, decydujące o dopuszczeniu danej wersji mieszalnika do badań eksploatacyjnych.

КРИТЕРИЯ И МЕТОДИКА ПОДБОРА ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕМЕШИВАТЕЛЕЙ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИРОДНЫМ ГАЗОМ.

Резюме. В статье рассмотрены критерии подбора и проектирования перемешивателей, представлены собственные конструкции, методика и результаты исследований на посту.

THE CRITERIA AND THE METHODS OF SELECTION OF CONSTRUCTION PARAMETERS OF  
MIXERS USED IN THE GAS POWERED ENGINES

Summary. In this article the selection criteria were described and the designs of mixers for diesel and combustion engines. The syntetic review of the authors own construction and results of research experiment were presented.

1. WSTĘP

Znane są dokładnie kryteria, jakie musi spełniać mieszalnik w instalacji zasilającej silnik paliwem gazowym i wiadome jest także, że z punktu widzenia poprawnej pracy silnika niemożliwe jest zbudowanie mieszalnika uniwersalnego. Mieszalnik dobiera się lub projektuje indywidualnie dla silnika, zależnie od jego wielkości, typu, sposobu zasilania i regulacji, podobnie jak gaźnik dla silnika o zapłonie iskrowym lub pompę wtryskową dla silnika o zapłonie samoczynnym.

Korzystając z ogólnych równań przepływu można wyznaczyć główne parametry konstrukcyjne mieszalnika, takie jak: średnicę gaździeli, średnicę przewodu dolotowego i średnicę otworów wylotowych, a także wymagane minimalne

podciśnienie w gardzieli, istotne z punktu widzenia współpracy mieszalnika z reduktorem - regulatorem. Parametry są jednak wyznaczone przy pewnych założeniach wstępnych, dlatego zaprojektowany na ich podstawie i wykonany mieszalnik musi być poddany badaniom weryfikacyjnym na stanowisku hamownianym. Ma to na celu zoptymalizowanie jego parametrów konstrukcyjnych, przede wszystkim z uwagi na wskaźniki pracy silnika.

## 2. OGÓLNE KRYTERIA DOBORU I PROJEKTOWANIA MIESZALNIKÓW

Zasadniczym parametrem, który należy wyznaczyć w pierwszej kolejności, jest średnica wewnętrzna gardzieli - mieszalnika. W przypadku gdy mieszalnik stanowi adaptację istniejącego gaźnika, to w pierwszym przybliżeniu można przyjąć taką samą średnicę gardzieli, jaka jest zastosowana w gaźniku. Jeśli jednak mieszalnik jest częścią układu zasilania silnika tylko paliwem gazowym, średnicę gardzieli należy wyznaczyć. W tym celu można posłużyć się nomogramem, na podstawie którego w funkcji pojemności skokowej i prędkości obrotowej silnika odczytuje się średnicę gardzieli. Jeśli nie dysponujemy takim nomogramem, średnicę gardzieli wyznaczamy z równania przepływu, zakładając, że objętościowe natężenie przepływu jest w przybliżeniu jednakowe dla cylindrów silnika i gardzieli mieszalnika, co można wyrazić równaniem

$$V_c \cdot n \cdot f_v = 0,002828 dg^2 \cdot Wg, \quad (1)$$

gdzie:

$V_c$  - objętość skokowa silnika ( $\text{dm}^3$ ),

$n$  - prędkość obrotowa silnika (obr/min),

$f_v$  - stopień napełniania cylindrów,

$Wg$  - prędkość przepływu przez gardziel (m/s),

$dg$  - najmniejsza średnica gardzieli (mm).

Z równania (1) otrzymuje się najmniejszą średnicę gardzieli

$$dg = 3,250 \sqrt{\frac{V_c \cdot n \cdot f_v}{Wg}} \text{ mm} \quad (2)$$

Przy wstępnym projektowaniu należy przyjmować wartość maksymalnej prędkości przepływu powietrza przez gardziel w granicach  $Wg = 50 - 110$  m/s, a średni stopień napełniania cylindrów  $f_v = 0,75$ .

Równanie (1) stosuje się również do wyznaczania średnicy odcinka przewodu dolotowego, w którym umieszczona jest gardziel. Oczywiście prędkość przepływu powietrza należy wówczas przyjąć odpowiednio niższą  $W_d = 25 - 55$  m/s. Powierzchnia przekroju króćca wlotowego mieszalnika musi być identyczna z powierzchnią przekroju króćca wylotowego reduktora, natomiast średnica i ilość otworów wylotowych gazu, umieszczonych w płaszczyźnie prostopadłej do osi podłużnej gardzieli, w miejscu jej największego przewężenia wyznacza się z warunku:

$$F_k = f_0 \cdot i_0, \quad (3)$$

gdzie:

- $F_k$  - czynny przekrój króćca wlotowego ( $\text{mm}^2$ ),
- $f_0$  - czynny przekrój otworu wylotowego ( $\text{mm}^2$ ),
- $i_0$  - ilość otworów wylotowych.

Na podstawie tego właśnie równania oblicza się średnicę otworu wylotowego

$$d_0 = \frac{d_k^2}{i_0} \text{ (mm)}, \quad (4)$$

gdzie:  $d_k$  - średnica otworu w króćcu wlotowym.

Jak już wcześniej wspomniano, jednym z istotnych parametrów technicznych mieszalnika jest minimalne podciśnienie w gardzieli, które gwarantuje właściwą pracę reduktora. Bowiem właśnie podciśnienie wywołane przepływem powietrza przez gardziel jest sygnałem przekazującym reduktorowi informację o wielkości aktualnego zapotrzebowania na gaz.

Wielkość tego podciśnienia można wyznaczyć z równania na prędkość przepływu przez gardziel

$$W_g = \mu_g \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_g}} \text{ m/s}, \quad (5)$$

gdzie:  $\mu$  - współczynnik przepływu przez gardziel, który przyjmuje wartości:

$$\text{dla } \Delta p = 2 - 18 \text{ kPa} \quad \mu_g = 0,8$$

$$\text{dla } \Delta p = 24 \text{ kPa} \quad \mu_g = 0,75$$

$\rho_0$  - gęstość mieszanki w warunkach normalnych,

$\Delta p$  - maksymalne podciśnienie (Pa).

Wartość  $W_g$  podstawia się taką samą jak we wzorze (2), a przekształcając wzór (5), możemy wyznaczyć maksymalne podciśnienie w gardzieli

$$\Delta_p = \frac{W_g^2 \cdot \rho_0}{2 \mu_g^2} \quad (\text{Pa}). \quad (6)$$

Przedstawione powyżej wzory i podane średnie wartości parametrów przepływu powietrza przez elementy mieszalnika wystarczają do wstępnego określenia parametrów technicznych, a na ich podstawie zaprojektowania całego mieszalnika. W przypadku jednak gdy mieszalnik będzie uzupełniał już istniejącą konstrukcję układu zasilania, trzeba brać również pod uwagę cechy konstrukcyjne istniejących już elementów, takich jak gardziel czy filtr powietrza, a także dostępną, ale ograniczoną przestrzeń pod maską w komorze silnikowej.

Wykonany na podstawie obliczeń mieszalnik sprawdzany jest na stanowisku hamownianym. Badania te, które mają charakter wstępny i polegają na zdjęciu charakterystyki silnika, obejmują zwykle trzy serie pomiarowe:

Seria 1 - silnik zasilany benzyną bez wbudowanego mieszalnika;

Seria 2 - silnik zasilany benzyną z wbudowanym nowo zaprojektowanym mieszalnikiem;

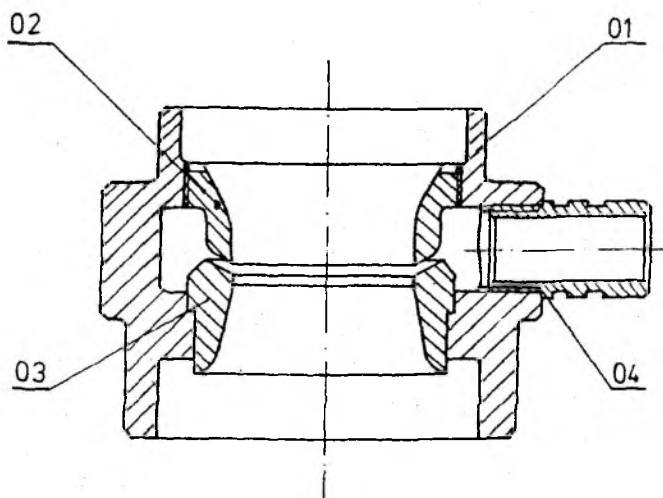
Seria 3 - silnik zasilany gazem.

Pomiary z serii 2 służą do wyznaczenia strat mocy silnika, wynikających ze zwiększenia oporów przepływu w układzie dolotowym silnika, wskutek umieszczenia w nim mieszalnika. W czasie badań wstępnych należy również określić maksymalną długość przewodu łączącego reduktor z mieszalnikiem, która ma wpływ na uzyskiwaną moc i zmianę procentowej zawartości CO w spalinach, a także łatwość rozruchu silnika przy różnych temperaturach. W przypadku projektowania kilku różnych konstrukcji mieszalników wszystkie one podlegają tej samej procedurze badawczej, a wyniki badań porównywane są ze sobą. Pozwala to wybrać konstrukcję najkorzystniejszą, dla której przeprowadza się następnie badania optymalizacyjne w celu poprawy wskaźników pracy silnika. Wprowadzone zmiany zależą od konstrukcji mieszalnika i mogą obejmować samą gardziel (średnicę czynną, ilość i wielkość otworów wylotowych, ich rozmieszczenie, kształt dysz), a także króciec, przewody dolotowe i elementy regulacyjne mieszalnika.

### 3. KONSTRUKCJE WŁASNE I WYNIKI BADAŃ STANOWISKOWYCH ORAZ EKSPLOATACYJNYCH WYBRANYCH TYPÓW MIESZALNIKÓW

#### 3.1. Mieszalniki do silników o zapłonie iskrowym

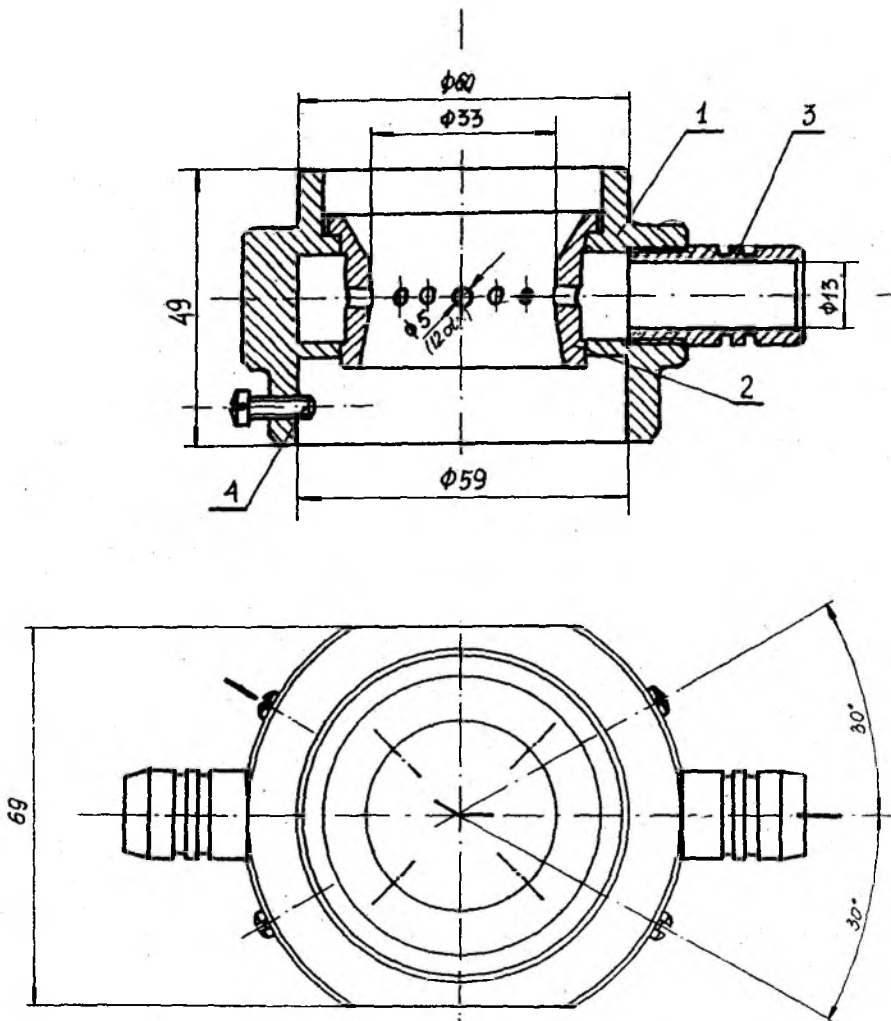
Rysunki 1 i 2 przedstawiają mieszalniki typu zwężkowego opracowane dla silnika S-47. Pierwszy z nich posiada dzieloną gardziel z regulowaną szczeliną wylotową, drugi wyposażony został w gardziel w kształcie dyszy Venturiego z otworami wylotowymi rozmieszczonymi promieniowo w największym przewężeniu zwężki. Obie wersje były badane równolegle wraz z trzecią najprostszą formą mieszalnika w postaci dyszy osadzonej promieniowo w gardzieli gaźnika. Uzyskane charakterystyki zewnętrzne silnika współpracującego z tymi mieszalnikami przedstawia wykres na rysunku 3.



Rys. 1. Mieszalnik z dzieloną gardzielią i regulowaną szczeliną wylotową dla silnika S-47

Fig. 1. The air-gas mixer for Star S-47 engine

Do badań optymalizacyjnych zakwalifikowano mieszalnik z gardzielią w postaci dyszy Venturiego tzw. wielootworowy, nakładany na oryginalny gaźnik. Wprowadzone zmiany dotyczyły zwiększenia ilości otworów wylotowych z 8 do 12 i zmniejszeniu ich średnic z  $\varnothing 6,2$  mm do  $\varnothing 5,5$  mm, co zwiększyło sumaryczny przekrój wylotowy z  $240 \text{ mm}^2$  do  $285 \text{ mm}^2$ . Zwiększono również promienie przejściowe w wymiennych dyszach mieszalnika.

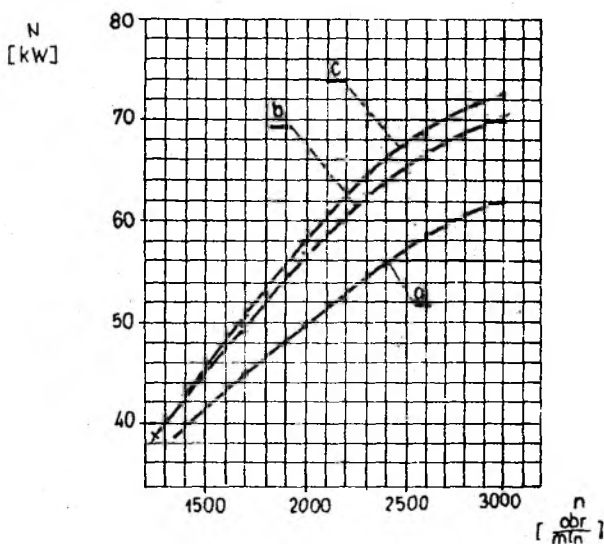


Rys. 2. Przekrój mieszalnika prototypowego do silnika S-47  
 Fig. 2. The cross section of air-gas mixer for Star S-47 engine

Przebadano trzy odmiany A, B, C, różniące się między sobą sposobem zasilania (jedno- i dwustronne) oraz kształtem otworów wylotowych (okrągłe lub prostokątne w postaci szczelin).

Na rysunku 4 przedstawiono charakterystyki zewnętrzne silnika S-47 dla trzech odmian mieszalników prototypowych.

Należy nadmienić, że dla wszystkich odmian zmierzone straty mocy wynikające ze zwiększenia oporów przepływu w układzie dolotowym silnika nie miały istotnego wpływu na uzyskiwane moce silnika, gdyż w żadnym przypadku nie przekroczyły one 2,7% mocy, rozwijanej przez silnik przy zasilaniu go benzyną. Najkorzystniejsze wyniki uzyskano dla mieszalnika typu A, który został wybrany do dalszych badań eksploatacyjnych. Zanim jednak rozpoczęto próby drogowe, na stanowisku hamownianym ustalono doświadczalnie długość przewodów zasilających oraz sprawdzono wpływ na pracę silnika urządzenia biegu jałowego, współpracującego z mieszalnikiem.



Rys. 3. Porównanie badanych mieszalników podczas pracy silnika zasilanego gazem ziemnym

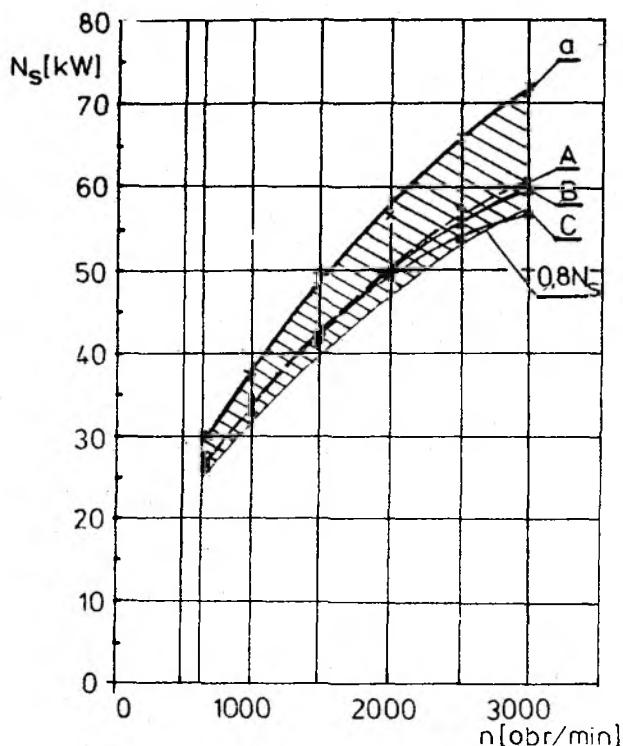
a - gaźnik wyposażony w dyszę dla gazu,

b - mieszalnik z dzieloną gardzielią,

c - mieszalnik prototypowy z 8 otworami wylotowymi o  $\phi=6,2$  mm.

Fig. 3. The comparison of air-gas mixers

Przeprowadzona próba rozpędzania samochodu od prędkości  $V_0 = 15$  km/h, wykazała, że przy zasilaniu gazem po 100 sec przyspieszenia prędkość jazdy wyniosła 63 km/h, a więc była zaledwie o 13,5% gorsza niż przy zasilaniu benzyną. Natomiast pomiary zużycia paliwa świadczyły o wysokiej ekonomiczności silnika zasilanego gazem ziemnym. Minimalne zużycie paliwa (przeliczone na energię) było o 7% niższe niż dla benzyny (w zakresie 40 - 50 km/h), przy czym przy prędkości 80 km/h zużycie energii było o 13% niższe dla benzyny. Uzyskane wyniki zostały potwierdzone w czasie normalnej eksploatacji, gdzie średnie zużycie gazu nie przekroczyło wartości  $23 \text{ m}^3$  gazu /100 km. Dla porównania średnie zużycie benzyny nie przekroczyło 35 l/100 km.

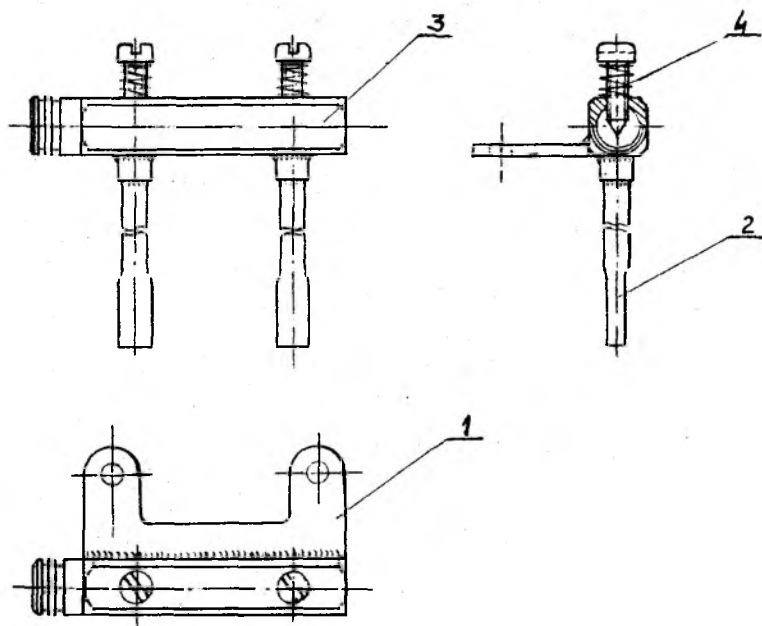


Rys. 4. Charakterystyki zewnętrzne silnika S-47 zasilanego gazem  
 A - mieszalnik typu A z dwustronnym zasilaniem gardzieli,  
 B - mieszalnik typu B z jednostronnym zasilaniem gardzieli,  
 C - mieszalnik typu C z otworami szczelinowymi.

Fig. 4. The output power characteristic of Star S-47 engine



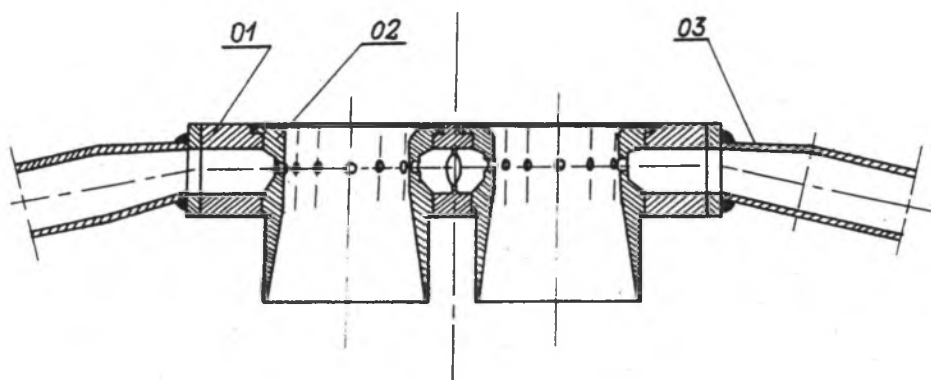
Typowe rozwiązania mieszalników stosowane w silnikach samochodów osobowych, wyposażonych najczęściej w dwugardzielowe gaźniki, reprezentują mieszalnik rurkowy (rys.5) i mieszalnik płytkowy (rys.6). Obie te konstrukcje zostały zaprojektowane dla silnika Polonez 1600 CB.



Rys.5. Mieszalnik rurkowy dostosowany do silnika "Polonez 1600" typ A  
1 - korpus, 2 - dysza wylotowa gazu, 3 - śruba regulacyjna, 4 - sprężyna zabezpieczająca

Fig.5. The air-gas mixer for "Polonez 1600" engine

We wstępnych badaniach porównawczych stwierdzono, że średnie straty mocy silnika wynikające ze zwiększenia oporów przepływu w układzie dolotowym dla mieszalnika rurkowego i płytkowego przy pracy silnika na benzynie wyniosły 2,5% i 4%. Natomiast obniżenie się mocy silnika przy zasilaniu go tylko metanem było odpowiednio 17% i 15% mniejsze, co można zaobserwować na wykresie (rys.7).



Rys. 6. Mieszalnik płytkowy dwugardzielowy - typ B

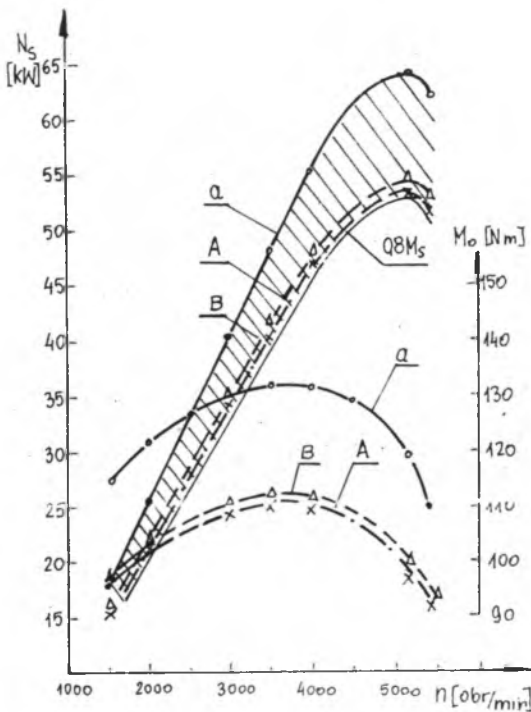
1 - korpus, 2 - gardziel, 3 - króciec wlotowy gazu, 4 - śruba mocująca króciec

Fig. 6. The plate air-gas mixer - type B

Stosując podobną procedurę postępowania jak dla mieszalnika przeznaczonego do silnika S-47, zdjęto charakterystyki zewnętrzne silnika Polonez 1600 CB dla czterech różnych wersji mieszalnika płytkowego (rys. 8). Pozwoliły one ostatecznie określić parametry konstrukcyjne mieszalnika (krzywa  $A_1$ ). Zmiany w stosunku do wstępnie opracowanej wersji dotyczyły zmniejszenia średnicy gardzieli i promieni przejściowych na dolocie zwężki, co pozwoliło na osiągnięcie najniższego zmniejszenia mocy w zakresie średnich i wysokich prędkości obrotowych, bo tylko o około 10%. Badania te wykazały ponadto, że niemożliwe jest jednocześnie uzyskanie w całym zakresie zmian prędkości wysokich wartości mocy i jednocześnie niskiego jednostkowego zużycia paliwa. Najekonomiczniejszy okazał się być mieszalnik w wersji  $A_3$  ( $g_e = 0,284 \text{ m}^3/\text{KWh}$ ). Dla mieszalnika  $A_1$  zużycie to wynosiło  $g_e = 0,371 \text{ m}^3/\text{KWh}$ , ale osiągnięta moc była o około 14% większa.

Na rysunku 9 przedstawiono zupełnie inną wersję - typ B mieszalnika płytkowego, w której zastosowano urządzenie zwane korektorem składu mieszanki. Parametry konstrukcyjne obu gardzieli oraz średnice kanałów dolotowych - głównego i korektora składu mieszanki wyznaczono przy założeniu najniższego zużycia paliwa w całym zakresie zmian prędkości obrotowych silnika i jednocześnie możliwości uzyskania maksymalnej mocy przy pełnym otwarciu

przepustnicy, analogicznie do zasad projektowania gaźników. Urządzenie korektora było sterowane mechanicznie i podciśnieniowo w celu zoptymalizowania sterowania przepustnicą przelotu II gardzieli. Uzyskane wyniki przedstawia rysunek 10. Badania weryfikacyjne objęły zarówno sprawdzenie parametrów konstrukcyjnych obu gardzieli, jak również parametry układu dolotowego i korektora składu mieszanki. Ogółem przebadano sześć odmian mieszalnika typu B (rysunki 11, 12, 13). Ostateczne optymalne parametry mieszalnika płytkowego z korektorem składu mieszanki gazowo-powietrznej określono opierając się na wersji B1/1. W porównaniu z wersją podstawową zmniejszono średnicę określającą przekrój czynny urządzenia podstawowego oraz zwiększono średnicę określającą przekrój czynny urządzenia korygującego skład mieszanki. Pozwoliło to



Rys. 7. Charakterystyka zewnętrzna silnika "Polonez 1600" zasilanego gazem ziemnym

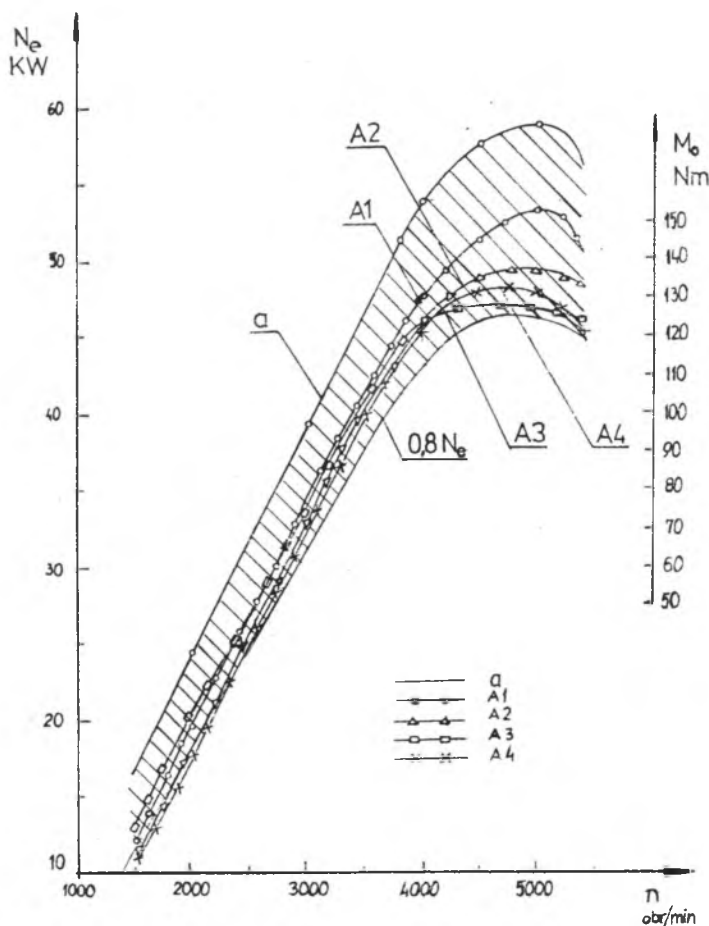
a - bez mieszalnika, zasilanie benzyną,

A - z mieszalnikiem rurkowym,

B - z mieszalnikiem płytkowym.

Fig. 7. The output power characteristic of "Polonez 1600" engine

osiągnąć średnie zmniejszenie mocy w całym zakresie tylko o 10%, przy czym minimalne jednostkowe zużycie paliwa obniżyło się do wartości  $g_e = 0,320 \text{ m}^3/\text{KWh}$ .



Rys. 8. Charakterystyka zewnętrzna silnika "Polonez 1600" zasilanego gazem ziemnym

a - zasilanie benzyną, bez mieszalnika

A1, A2, A3, A4 - zasilanie gazem, różne odmiany mieszalnika typu A

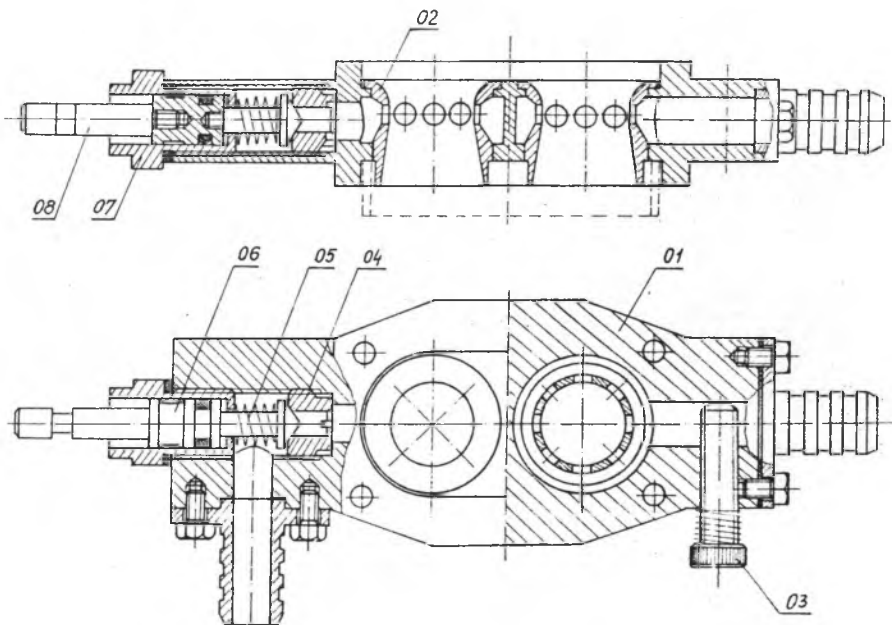
Fig. 8. The output power characteristic of "Polonez 1600" engine

### 3.2. Mieszalniki do silników o zapłonie samoczynnym

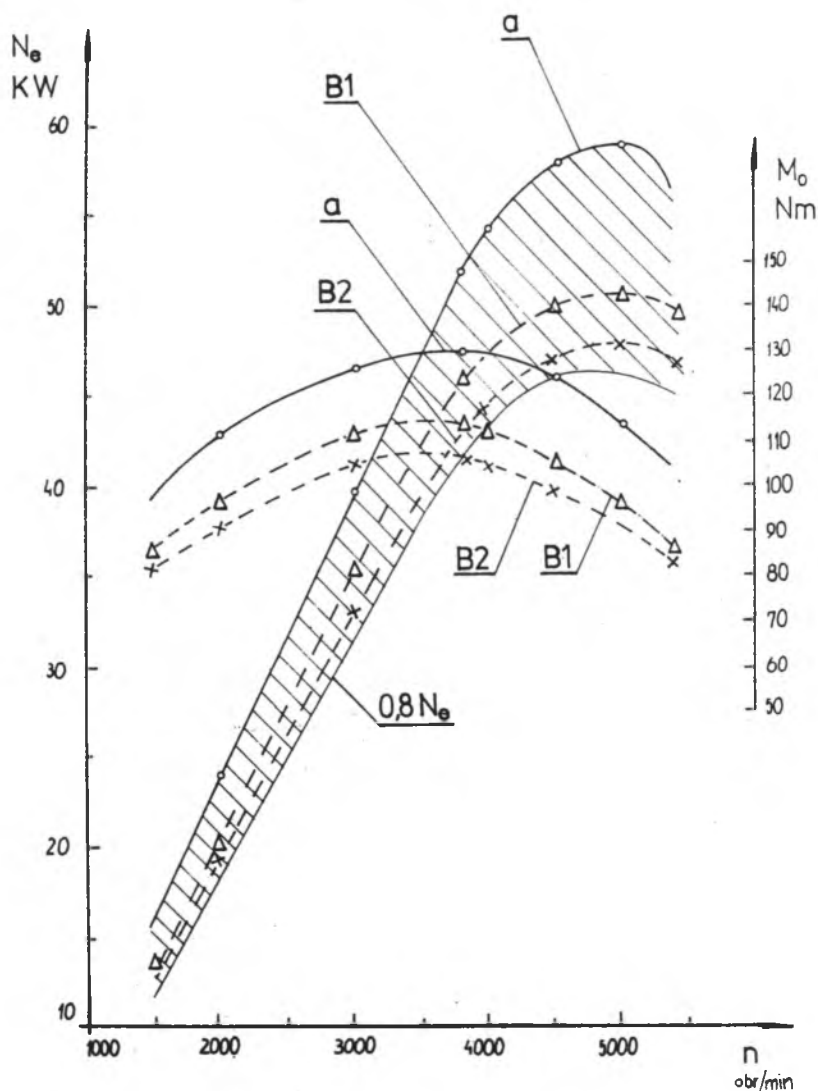
Dobór mieszalnika dla silnika wysokoprężnego jest sprawą bardziej skomplikowaną i bardziej czasochłonną ze względu na rodzaj zasilania (jednoczesnego olejem i gazem ziemianym) oraz z uwagi na fakt, że o składzie i ilości mieszaniny gazu i powietrza dostarczanej do silnika decydują współzależne od siebie mieszalnik, reduktor oraz zawór dozujący.

Z uwagi na ograniczone ramy artykułu niemożliwe jest przedstawienie wszystkich aspektów związanych z prawidłowym konstruowaniem, badaniem i weryfikacją mieszalników przeznaczonych dla silników o zapłonie samoczynnym. W artykule ograniczono się więc do przedstawienia wybranych konstrukcji i zaprezentowania uzyskanych wyników.

Pełne omówienie zagadnień związanych z zasilaniem dwupaliwowym równoczesnym silników wysokoprężnych zostanie przedstawione w przygotowywanej monografii.



Rys.9. Nowa wersja mieszalnika płytowego (mieszalnik Typ B)  
Fig.9. New type of the plate air-gas mixer



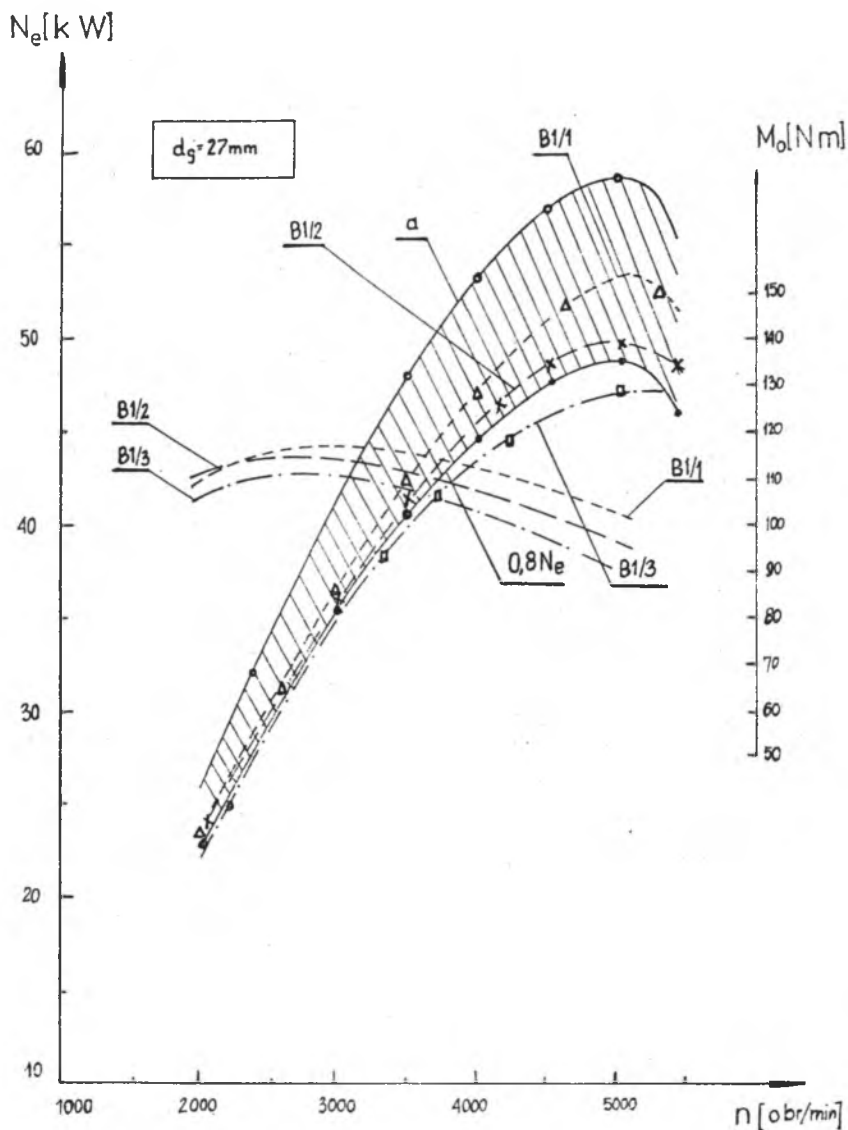
Rys.10. Charakterystyka zewnętrzna silnika zasilanego gazem ziemnym (wykres zbiorczy)

a - zasilanie benzyną bez mieszalnika

B1 - zasilanie gazem, mieszalnik typ B1 sterowany mechanicznie,

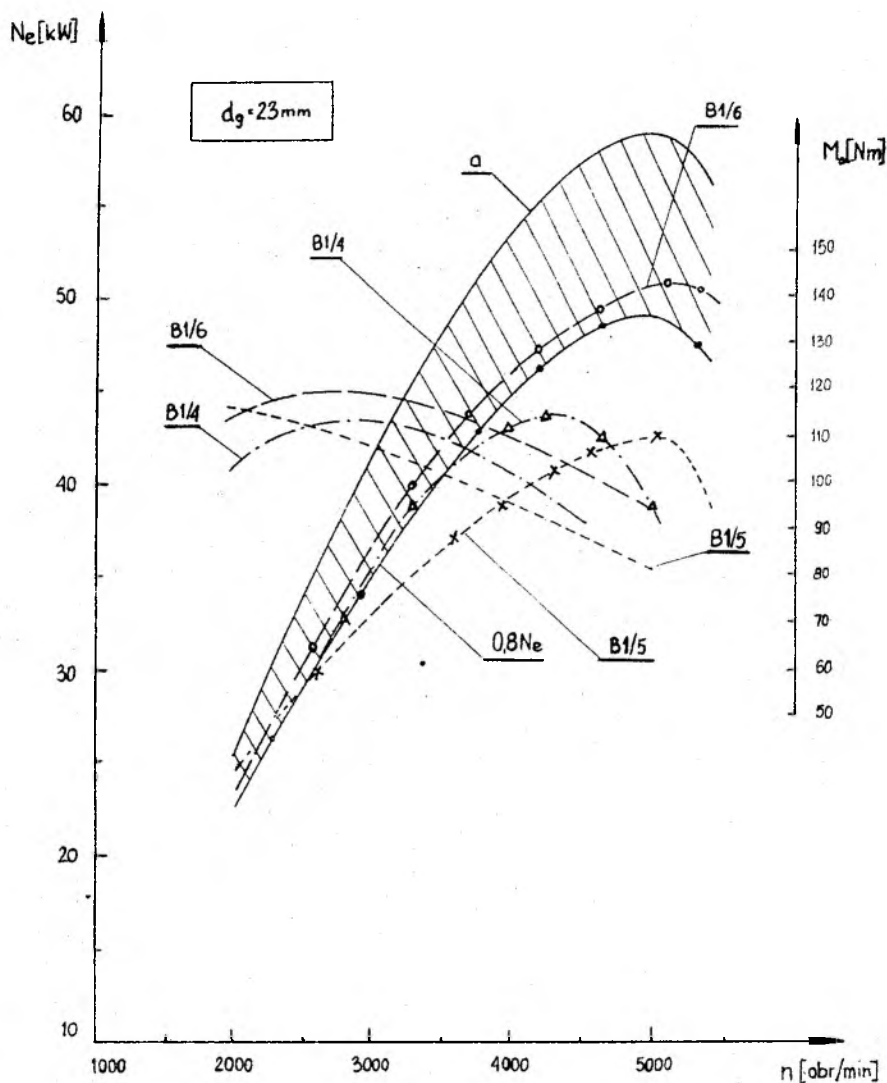
B2 - zasilanie gazem, mieszalnik typ B2 sterowany podciśnieniowo.

Fig.10. The output power characteristic of engine fueled by CNG (summary)



Rys. 11. Charakterystyki zewnętrzne silnika zasilanego gazem ziemnym  
 a - zasilanie benzyną,  
 B1/1 - zasilanie gazem, mieszalnik odmiana B1/1,  
 B1/2 - zasilanie gazem, mieszalnik odmiana B1/2,  
 B1/3 - zasilanie gazem, mieszalnik odmiana B1/3.

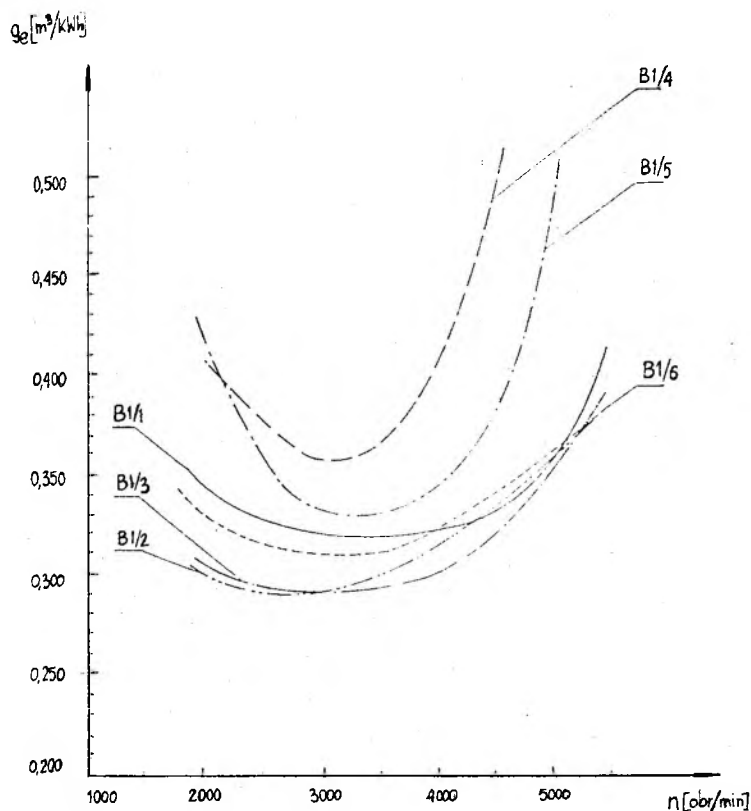
Fig. 11. The output power characteristic of engine fueled by CNG



Rys. 12. Charakterystyki zewnętrzne silnika zasilanego gazem ziemnym  
 a - zasilanie benzyną,  
 B1/4 - zasilanie gazem, mieszalnik odmiana B1/4,  
 B1/5 - zasilanie gazem, mieszalnik odmiana B1/5,  
 B1/6 - zasilanie gazem, mieszalnik odmiana B1/6.

Fig. 12. The output power characteristic of engine fueled by CNG



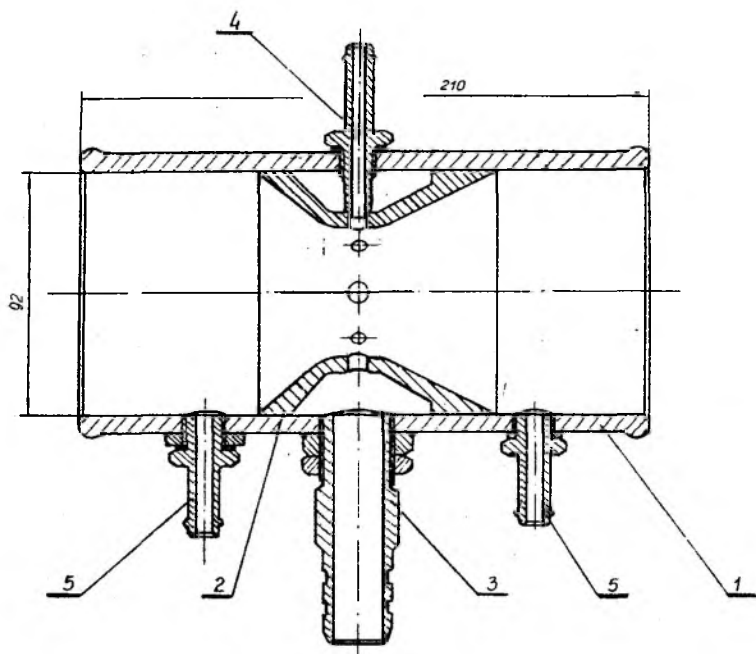


Rys. 13. Jednostkowe zużycie paliwa przez silnik "Polonez 1600" dla różnych odmian mieszalnika

Fig. 13. The specific fuel consumption characteristic of "Polonez 1600" engine

Na rysunkach 14, 15 i 16 przedstawiono różne konstrukcje opracowane dla silnika Raba-MAN typ 2256 HM64 przy zastosowaniu regulacji jakościowej silnika.

Mieszalnik typu A (zwięzkowy) był konstrukcją podstawową, na której ustalono, jakie powinny być parametry zwięzki zabudowanej w korpusie. Zbadane trzy wersje pozwoliły wstępnie określić te parametry. Wybrany fragment wyników badań stanowiskowych przedstawia wykres na rysunku 17.



Rys.14. Mieszalnik zwężkowy - typ A  
 Fig.14. The air-gas mixer - type A

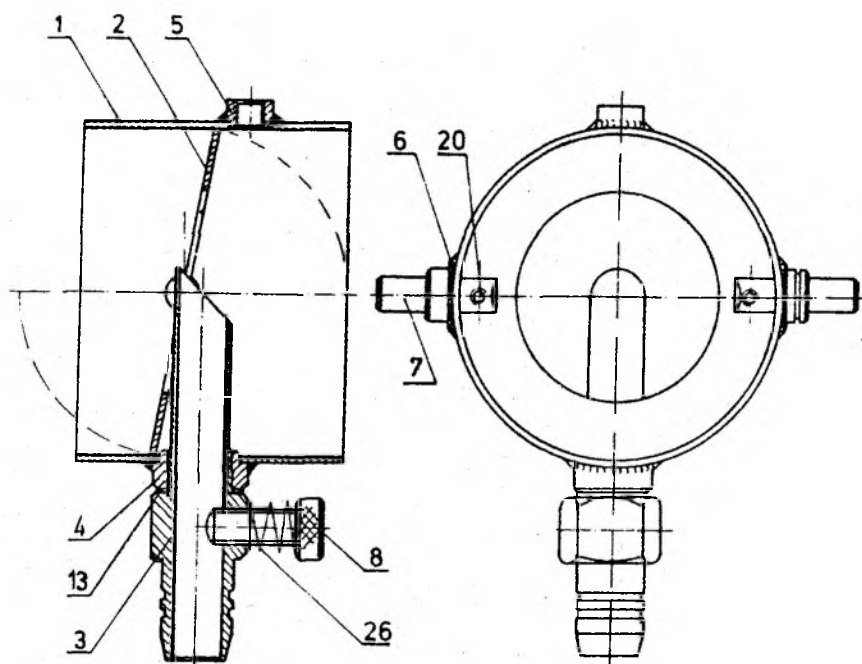
Na wykresie tym przedstawione są również wyniki dla docelowej konstrukcji mieszalnika zwężkowego - typ D (rys.18).

Ostateczne optymalne parametry tego mieszalnika ustalono w czasie badań związanych z optymalizacją kształtu i wymiarów grzybka zaworu dozującego.

Uzyskane wyniki przedstawia charakterystyka podciśnieniowa z rysunku 19 (istotna ze względu na minimalne podciśnienie około 54 Pa, umożliwiające odblokowanie komory niskiego ciśnienia w reduktorze zasadniczym), wykres godzinowego zużycia oleju napędowego i gazu (rys.20) dla zasilania jedno- i dwupaliwowego oraz wykres zbiorczy (rys.21) z naniesionymi wartościami procentowego współczynnika udziału energii oleju napędowego w ogólnym zużyciu energii.

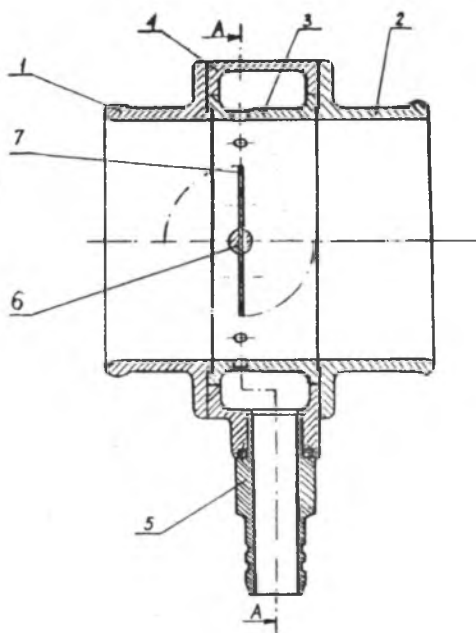
Prototypową konstrukcję mieszalnika do silnika o regulacji ilościowej przedstawia rysunek 22. Wymiarami został on dostosowany do zasilania silnika Raba-MAN, wykorzystując informacje uzyskane z wcześniejszych badań. Z uwagi na jego rozwiązanie konstrukcyjne odmienne od ogólnie stosowanych

przeprowadzono badania porównawcze z mieszalnikiem firmy B & B Engineering przeznaczonym dla silnika wysokoprężnego o mocy i prędkościach obrotowych, jakie reprezentuje silnik Raba-MAN typ 2256 HM6U. Charakterystyki zewnętrzne mocy i momentu obrotowego silnika Raba-MAN przy regulacji ilościowej przedstawia rysunek 23.

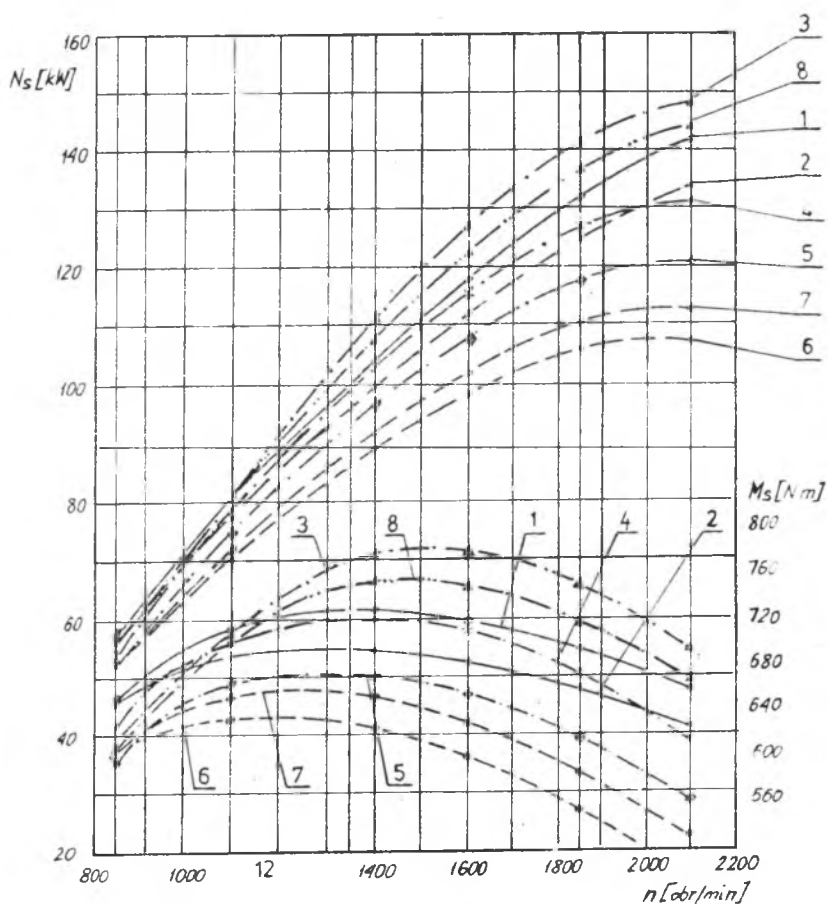


Rys.15. Mieszalnik kryzowy - typ B  
Fig.15. The air-gas mixer - type B

Należy zaznaczyć, że przy zasilaniu dwupaliwowym równoczesnym olejem napędowym i gazem ziemnym łatwo jest osiągnąć moce większe od nominalnych uzyskiwanych przy zasilaniu tylko olejem napędowym. Należy jednak podchodzić do tego z największą ostrożnością, gdyż ma to istotny wpływ na trwałość elementów silnika i dlatego w przypadku mieszalnika B & B należałoby bezwzględnie przed ewentualną eksploatacją tego urządzenia na pojeździe przeprowadzić regulację układu zasilania w celu ograniczenia ilości gazu doprowadzanego do silnika praktycznie w całym zakresie zmiany prędkości obrotowej.



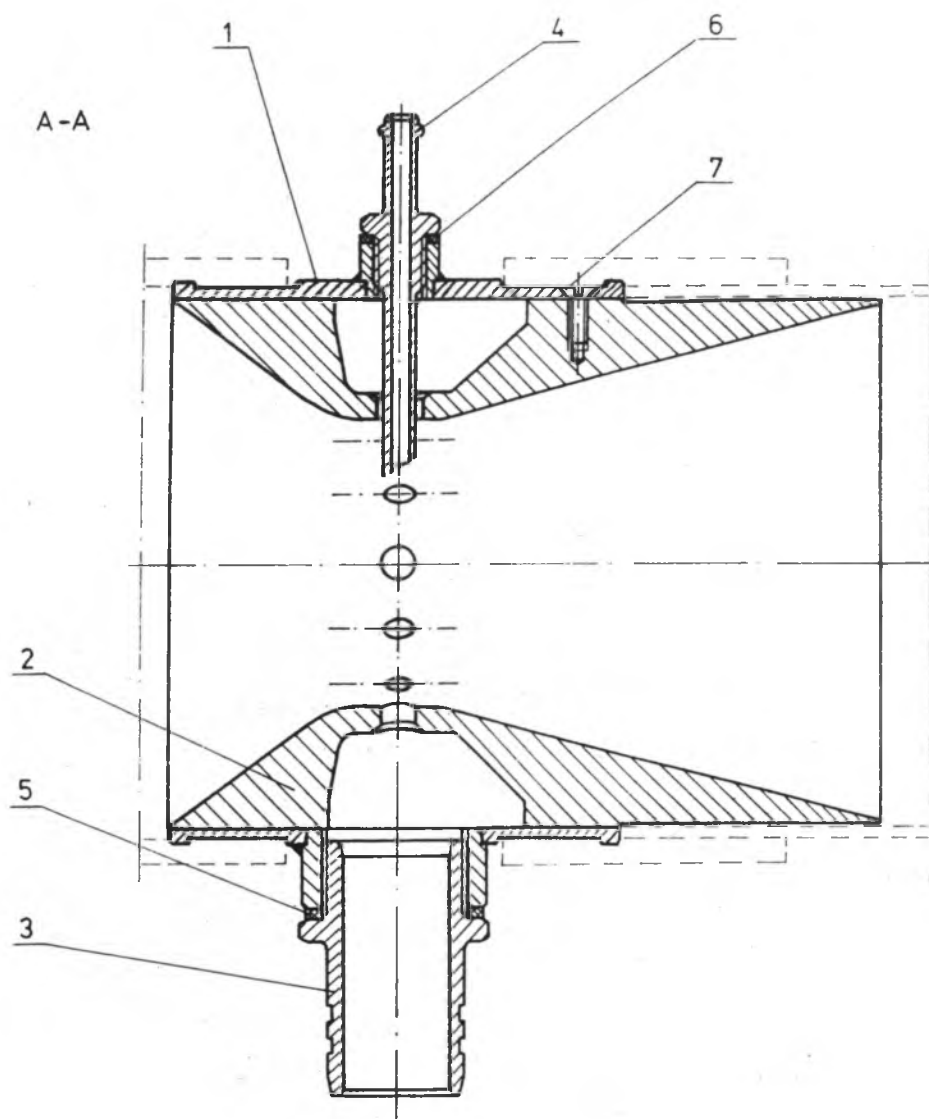
Rys.16. Mieszalnik z przepustnicą zamiast zwężki - typ C  
Fig.16. The air - gas mixer with throttle



Rys. 17. Charakterystyki zewnętrzne silnika Raba-MAN

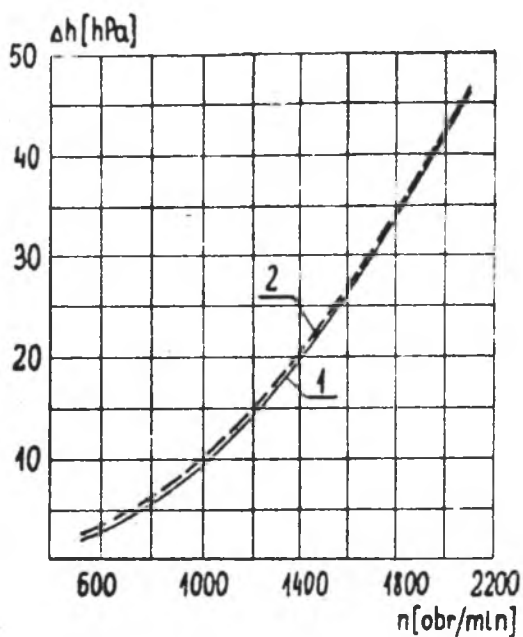
- 1 - zasilanie olejem napędowym, bez mieszalnika
- 2 - zasilanie olejem napędowym z mieszalnikiem typu A1
- 3 - zasilanie dwupaliwowe z mieszalnikiem typu A1
- 4 - zasilanie dwupaliwowe z mieszalnikiem typu A2
- 5 - zasilanie dwupaliwowe z mieszalnikiem typu A3
- 6 - zasilanie dwupaliwowe z mieszalnikiem krzyżowym typu B
- 7 - zasilanie dwupaliwowe, mieszalnik przepustnicowy - typ C
- 8 - zasilanie dwupaliwowe, mieszalnik zwężkowy - typ D

Fig. 17. The output power characteristic of Raba-MAN engine



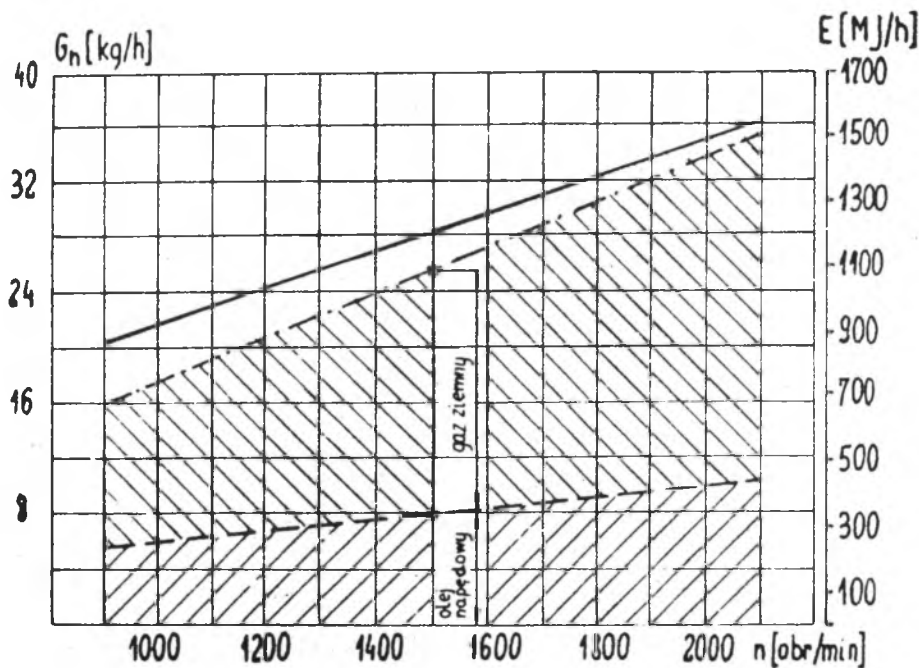
Rys.18. Mieszalnik gazu powietrza z promieniowymi otworami wylotowymi dla gazu

Fig.18. The air - gas mixer with the radial orifice for gas



Rys.19. Charakterystyka podciśnieniowa mieszalnika ze zwężką Venturiego i 12 otworami wylotowymi  
1 - w króćcu podciśnienia,  
2 - w króćcu wylotowym gazu.

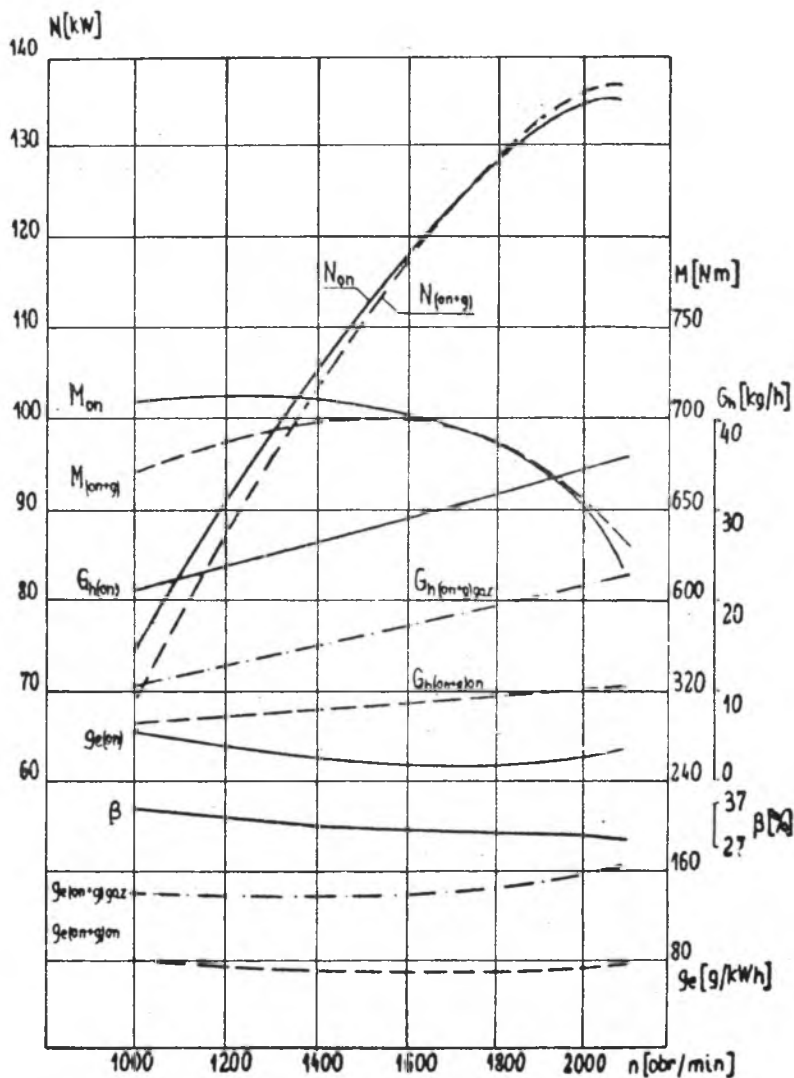
Fig.19. The vacuum characteristic of the air - gas mixer with Venturi jet and 12 outlets



Rys.20. Wykres godzinowego zużycia oleju napędowego i gazu ziemnego dla silnika Raba-MAN  
 zużycie oleju napędowego przy zasilaniu jednopaliwowym,  
 zużycie oleju napędowego przy zasilaniu dwupaliwowym,  
 całkowite zużycie energii przy zasilaniu dwupaliwowym.

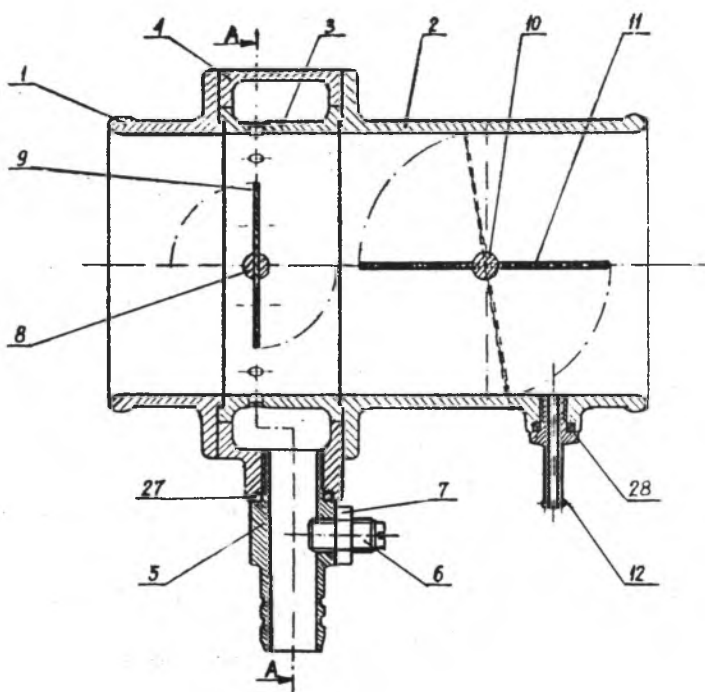
Fig.20. The characteristic of fuel consumption per hour of Raba-MAN engine



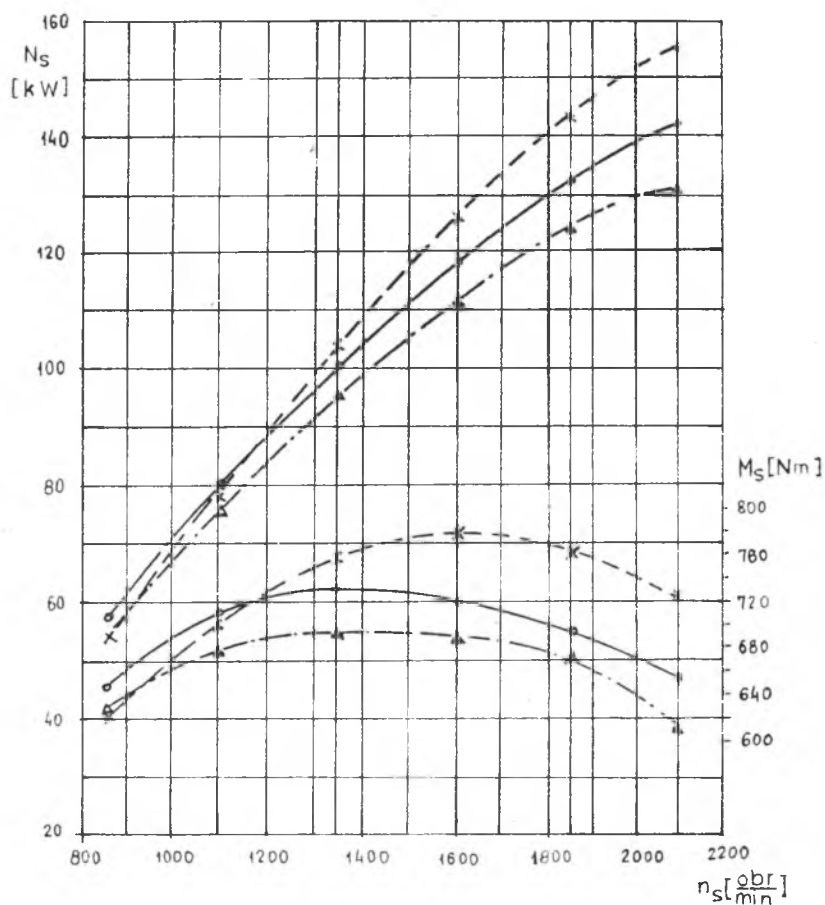


Rys. 21. Wykres zbiorczy dla silnika Raba-MAN zasilanego dwupaliwowo wyposażonego w produkcyjną wersję mieszalnika zwężkowego

Fig. 21. The summary characteristic for dual-fuel Raba-MAN engine



Rys.22. Mieszalnik typu E do silnika o regulacji ilościowej  
Fig.22. The air - gas mixer - type E



Rys. 23. Charakterystyki zewnętrzne silnika Raba-MAN (regulacja ilościowa) zasilanie olejem napędowym, bez mieszalnika, zasilanie dwupaliwowe, mieszalnik B & B Engineering, zasilany dwupaliwowo, mieszalnik typu E.

Fig. 23. The output power characteristic of Raba-MAN dual-fuel engine

## PODSUMOWANIE

Mimo że znane są kryteria doboru parametrów konstrukcyjnych mieszalników, a także procedura ich weryfikacji, to jednak jest to proces żmudny i czasochłonny, a w wielu przypadkach, takich jak regulacja ilościowa przy zasilaniu dwupaliwowym bardzo trudny i kosztowny. Zagadnienie jest jednak już na tyle rozpoznane, że możliwe jest dla każdego typu i wielkości silnika określenie, już w fazie wstępnej, z bardzo dużym prawdopodobieństwem właściwego kształtu i wymiarów mieszalnika pod warunkiem jednoznacznie określonych założeń wstępnych. Założenia te związane są z mocą i momentem, jaki silnik ma rozwijać, minimalnym zużyciem paliwa, zawartością składników toksycznych w spalinach oraz właściwą współpracą z innymi elementami układu zasilania.

## LITERATURA

[1] Opracowano na podstawie sprawozdania z prac naukowo-badawczych NB-302/RT/86 z lat 1986, 1987, 1988, 1989 i 1990, wykonywanych na zlecenie Centrum Uczelniano-Przemysłowego, Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej, w ramach resortowego programu badawczo-rozwojowego R.R.01.08.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Bolesław Stolarski

Wpłynęło do Redakcji 1.12.1991 r.

## A b s t r a c t

The air-gas mixer is designed individually for each engine. The following facts are taken under the consideration: the kind of the engine, its size, the way of admission and the control. Taking advantage of the general equations of the flow it is possible to state the main parameters of the mixer. In the article the criteria of the selection and designing of mixers for one and dual-fuel engines were described. The construction parameters, however, are determined with introductory assumptions. That is why it is necessary to examine the mixer and make verification on the engine. The main goal is the optimization of its construction parameters, mainly because of the indicators of the working engine. There was also showed the synthetic survey of mixers elaborated in the Institute of Transport. The own method of verification examination of the mixers was made. The chosen results of the testing were commented (these ones which decide about admitting of the given version of the mixer for exploitation examination).