

## INFLUENCE VALVE TIMING AND LIFT ON NO<sub>x</sub> EMISSION BY SPARK IGNITION ENGINE

**Wiesław Kozaczewski**

Przemysłowy Instytut Motoryzacji Polska

ul. Jagiellońska 55

03-301 Warszawa

tel.: +48 22 8111421 w. 183

e-mail.: W.kozaczewski@chekko.pl

### **Abstract**

*In the research realized in Institute of Automotive Industry financed by Polish Committee of Scientific Research (KBN) related to the influence of variable valve timing and variable lift of valves on the economic and ecological parameters of spark ignition engine, the planned experiment theory has been used. This method of the research allowed to obtain the mathematics model of an engine, which allowed to estimate the influence of the eight factors (taken as the independent parameters) on the economic and ecological parameters of an engine treated as the depending parameters. The aforementioned method allowed the significant decrease of the numbers of tests.*

*The tests were executed on the one cylinder testing engine with mechanism allowing the change of valve timing on the working engine and the change of valves lifts on the working engine.*

*This paper presents the analysis of the influence valve timing and valves lifts on the average effective pressure of an engine and specific fuel consumption, and demonstrates the advantages related to the use of the planned experiment method in testing of engines process consisting in decrease of the scope of tests and possibility to generalize the results.*

## WPLYW FAZ ROZRZĄDU I WZNIOSÓW ZAWORÓW NA EMISJĘ NO<sub>x</sub> PRZEZ SILNIK O ZAPŁONIE ISKROWYM

### **Streszczenie**

*W badaniach realizowanych w Instytucie Motoryzacyjnego Przemysłu finansowanych przez Komitet Badań Naukowych (KBN) odnoszących się do wpływu zmiennych wartości otwarcia i wzniosu zaworów na parametry ekonomiczne i ekologiczne silnika z zapłonem iskrowym wykorzystano teorię planowanie eksperymentu. Ta metoda pozwoliła uzyskać model matematyczny silnika, który umożliwił ocenę wpływu ośmiu czynników (jako parametrów niezależnych) na ekonomiczne i ekologiczne parametry silnika traktowanych jako parametry zależne. Wyżej wymieniona metody pozwoliły znacząco zmniejszenie liczbę testów.*

*Testy były wykonane na jednym cylindrze silnika testowego z mechanizmem pozwalającym na zmianę czasu otwarcia zaworów na pracującym silniku i zmianę wzniosu zaworów na pracującym silniku.*

*Artykuł przedstawia analizę wpływu czasu otwarcia zaworów i wzniosu na średnie ciśnienie efektywne silnika i jednostkowe zużycie paliwa oraz prezentuje korzyści związane z zastosowania metody planowanego eksperymentu w badaniach silników polegające na zmniejszeniu zakresu testów i uzyskania możliwości uogólnienia wyników.*

### **1. Wstęp**

W Przemysłowym Instytucie Motoryzacji realizowano finansowany z funduszy Komitetu Badań Naukowych projekt dotyczący badania wpływu zmian faz rozrządu i wzniosów zaworów na osiągi i właściwości ekologiczne silnika o zapłonie iskrowym.

Ze względu na chęć oceny wpływu na badane parametry wielu czynników postanowiono skorzystać z metody planowania eksperymentu. Dzięki temu przy możliwym do wykonania w zaplanowanym terminie zakresie badań udało się uwzględnić wpływ ośmiu parametrów

regulacyjnych silnika, wśród których znalazły się fazy otwarć zaworu dolotowego i wylotowego oraz wzniosy tych zaworów.

Jak omówiono to w cytowanych powyżej referatach jako fazy rozrządu przyjmowano kąty obrotu wału korbowego przy których występował maksymalny wznios zaworów. Jako parametr charakteryzujący wznios zaworów podczas badań przyjęto położenie śruby ograniczającej przemieszczenie tłoka regulatora wzniosu danego zaworu. Jak wynika z omówienia wstępnych wyników badań zastosowanego mechanizmu regulacji wzniosu zaworów podanego w referacie pt. wygłoszonego podczas konferencji KONES 2001 Czym mniejsze jest wystawanie śruby regulacyjnej tym mniejszy jest wznios zaworu.

W wyniku obliczeń przeprowadzonych przy użyciu programu STATISTICA wyznaczono współczynniki modelu matematycznego przedstawiającego zależność średniego ciśnienia efektywnego oraz jednostkowego zużycia paliwa od parametrów regulacyjnych w postaci wielomianu drugiego stopnia z wyrazami zawierającymi wpływ podwójnych iloczynów parametrów regulacyjnych w postaci

$$Y_i = A_{i0} + A_{i1}X_1 + A_{i2}X_1^2 + A_{i3}X_2 + A_{i4}X_2^2 + A_{i,5}X_1X_2 + L + A_{i,k-4}X_{n-1} + A_{i,k-3}X_{n-1}^2 + A_{i,k-2}X_n + A_{i,k-1}X_n^2 + A_{i,k}X_{n-1}X_n \quad (1)$$

gdzie:

i – numer zmiennej zależnej to znaczy średnie ciśnienie efektywne lub jednostkowe zużycie paliwa,

n – numer zmiennej niezależnej,

k – liczba wszystkich składników wielomianu.

Do analizy wprowadzono dodatkowe ograniczenie, że wartości zmiennych zależnych nie mogą być mniejsze od zera. Takie przypadki mogą występować nieraz na granicach obszarów pomiarowych. Ponieważ taki przypadek nie ma uzasadnienia fizycznego dlatego wprowadzono powyższe ograniczenie.

Wyznaczone współczynniki regresji A dla poszczególnych zmiennych zależnych przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Współczynniki regresji dla zmiennych zależnych  
Table 1. Coefficients of the regression for dependent variables

Składnik wielomianu	PE			ge		
	Efekt	p	Wsp.reg.	Efekt	p	Wsp.reg.
Średn./Stała	0,247944	0,000000	0,247944	932,59	0,017579	932,59
(1)n_sil (L)	0,022247	0,388400	0,011124	297,69	0,334610	148,84
n_sil (Q)	-0,012571	0,525717	-0,006285	-174,92	0,468777	-87,46
(2)Fp (L)	-0,008815	0,667841	-0,004407	190,12	0,439598	95,06
Fp (Q)	0,004500	0,727288	0,002250	112,22	0,479820	56,11
(3)Lambda (L)	0,004577	0,806684	0,002289	21,99	0,921559	10,99
Lambda (Q)	0,005395	0,778143	0,002697	315,03	0,178734	157,51
(4)D_max (L)	-0,439912	0,006587	-0,219956	-3862,03	0,041342	-1931,02
D_max (Q)	-0,128158	0,022441	-0,064079	-1461,22	0,029361	-730,61
(5)KF_dol (L)	0,030270	0,326817	0,015135	386,62	0,294720	193,31
KF_dol (Q)	-0,006634	0,804107	-0,003317	-89,06	0,780793	-44,53
(6)W_max (L)	0,013763	0,517333	0,006881	303,30	0,237026	151,65
W_max (Q)	0,009539	0,623732	0,004769	34,22	0,883356	17,11
(7)KF_wyl (L)	0,345219	0,031460	0,172609	3899,25	0,041415	1949,62

KF_wyl (Q)	0,028058	0,788952	0,014029	1273,14	0,314127	636,57
(8)KWZ(L)	-0,009312	0,650139	-0,004656	-242,60	0,324925	-121,30
KWZ(Q)	0,000761	0,957593	0,000380	-29,44	0,866686	-14,72
1L wz.2L	0,010961	0,660489	0,005481	-89,36	0,764121	-44,68
1L wz.3L	0,016045	0,425542	0,008022	-73,12	0,760217	-36,56
1L wz.4L	-0,094309	0,293284	-0,047154	-400,72	0,709095	-200,36
1L wz.5L	-0,006711	0,832757	-0,003355	-188,56	0,619728	-94,28
1L wz.6L	0,020531	0,419092	0,010266	171,13	0,571935	85,56
1L wz.7L	0,107172	0,223060	0,053586	475,12	0,651433	237,56
1L wz.8L	0,016799	0,507421	0,008399	-398,00	0,192279	-199,00
2L wz.3L	0,019299	0,397725	0,009649	31,41	0,907863	15,70
2L wz.4L	0,008490	0,949212	0,004245	-824,67	0,605237	-412,33
2L wz.5L	0,104972	0,000167	0,052486	989,14	0,002165	494,57
2L wz.6L	0,039659	0,157454	0,019830	1183,59	0,000919	591,80
2L wz.7L	0,003666	0,978223	0,001833	678,08	0,672986	339,04
2L wz.8L	-0,009895	0,718165	-0,004948	-120,48	0,712910	-60,24
3L wz.4L	-0,058602	0,485378	-0,029301	657,09	0,513658	328,54
3L wz.5L	-0,008908	0,664994	-0,004454	368,93	0,139076	184,46
3L wz.6L	0,018060	0,352304	0,009030	253,18	0,276016	126,59
3L wz.7L	0,074543	0,382792	0,037271	-490,52	0,630448	-245,26
3L wz.8L	0,035652	0,069995	0,017826	-32,70	0,886860	-16,35
4L wz.5L	-0,099854	0,634891	-0,049927	-2341,92	0,354197	-1170,96
4L wz.6L	0,196719	0,196614	0,098360	2631,64	0,149566	1315,82
4L wz.7L	0,084891	0,313014	0,042445	199,95	0,842259	99,97
4L wz.8L	0,033488	0,643235	0,016744	784,30	0,366230	392,15
5L wz.6L	-0,022244	0,334305	-0,011122	206,59	0,452408	103,30
5L wz.7L	0,087667	0,675005	0,043833	2448,72	0,330383	1224,36
5L wz.8L	0,028386	0,417456	0,014193	413,02	0,324369	206,51
6L wz.7L	-0,175376	0,238072	-0,087688	-2712,09	0,129250	-1356,05
6L wz.8L	0,020620	0,379486	0,010310	65,90	0,813165	32,95
7L wz.8L	-0,027559	0,714890	-0,013779	-898,65	0,321854	-449,32

Obliczenia prowadzono dla wartości kodowanych zmiennych niezależnych to znaczy dla wartości tych zmiennych zmieniających się w granicach  $\pm\alpha$ , gdzie  $\alpha$  oznacza tak zwane ramię gwiazdne planu. Dla zastosowanego planu rotabilnego ramię to wynosiło 2,8284. Wartości rzeczywiste parametrów regulacyjnych ich odpowiedniki kodowe przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wartości parametrów regulacyjnych i ich odpowiedniki kodowe  
Table 2. Values of regulating- parameters and their code equivalents

Wartość kodowa	n_sil obr/min	Fp	Lambda	D_max przed GZP	KF_dol		W_max po GXP	KF_wyl		KWZ przed GZP
					Ltłoka	h_zaw		Ltłoka	h_zaw	
-2,8284	1000	0	0,9	110	0	10,1	112	0	10,1	5
-1	1646,4	0,3	1,0	145,9	4,5	8,6	123,6	4,5	8,6	13,1
0	2000,0	0,5	1,0	165,5	7,0	7,5	130,0	7,0	7,5	17,5
1	2353,6	0,7	1,1	185,1	9,4	6,1	136,4	9,4	6,1	21,9
2,8284	3000	1	1,15	221	14	3,1	148	14	3,1	30

W badaniach jako zmienną niezależną charakteryzująca wznios zaworu przyjęto przemieszczenie tłoka regulacyjnego mechanizmu zmiany wzniosu zaworu. Przy takim przyjęciu kodowych wartości zmiennej niezależnej charakteryzującej wzniosy zaworów dla modelu opisującego zależność średniego ciśnienia efektywnego od zmiennych niezależnych uzyskano współczynnik determinacji  $R^2=0,80727$ , natomiast dla jednostkowego zużycia paliwa  $R^2=0,75159$ . Wartość tego współczynnika charakteryzuje dopasowanie wyznaczonej zależności modelu do rzeczywistego zjawiska. Uwzględniając fakt, że model uwzględnia wpływ aż ośmiu zmiennych niezależnych uzyskany stopień dopasowania należy uznać za zadowalający.

Ponieważ jednak zarówno średnie ciśnienie efektywne generowane przez silnik jak i jego jednostkowe zużycie paliwa nie są w rzeczywistości bezpośrednio zależne od położenia śruby regulacyjnej ograniczającej przemieszczenie tłoka regulatora wzniosu zaworu, a od rzeczywistego wzniosu tego zaworu lub otwieranego przez niego kątoprzekroju wykonano obliczenia w których zmienną niezależną był odpowiednio wznios zaworu lub otwierany lub kątoprzekrój odpowiadający danemu położeniu śruby regulacyjnej. Obliczenia wykonane dla takich założeń wykazały, że współczynnik determinacji modelu, w którym jako zmienna niezależna występuje kątoprzekrój zaworów w odniesieniu do średniego ciśnienia efektywnego wzrósł do wartości  $R^2=0,92905$  natomiast w odniesieniu do jednostkowego zużycia paliwa wartość tego współczynnika spadła do wartości  $R^2=0,70466$ .

Obliczenia wartości zmiennych zależnych wykonane dla punktów pomiarowych wykazały, że błędy pomiędzy wartościami rzeczywistymi, a wyznaczonymi z modelu osiągają wartości pokazane w tabeli 3.

*Tabela 3. Różnice między wartościami pomiarowymi i uzyskanymi z modelu*  
*Table 3. Differences between measuring and obtained from the model values*

PARAMETR	Pe	ge
Wartość średnia zmiennej zależnej.	0,260756	1165,551
Sr, och.stand. Błędu	0,040613	546,5675
Błąd maksymalny bezwzględny	0,103636	1996,75
Błąd maks. Względny [%]	39,744	171,31
Błąd średni bezwzględny	0,028654	362,01
Błąd średni błąd względny [%]	10,9889	31,0591
Błąd średniokwadratowy	0,040367	543,269

Zwraca uwagę wysoka wartość maksymalnych błędów pomiędzy wartościami rzeczywistymi, a wyznaczonymi z modelu. Maksymalne wartości błędów występują na krawędziach obszaru pomiarowego, ponieważ modelem nastawionym jest na minimalizację błędów w obszarze zbliżonym do centrum.

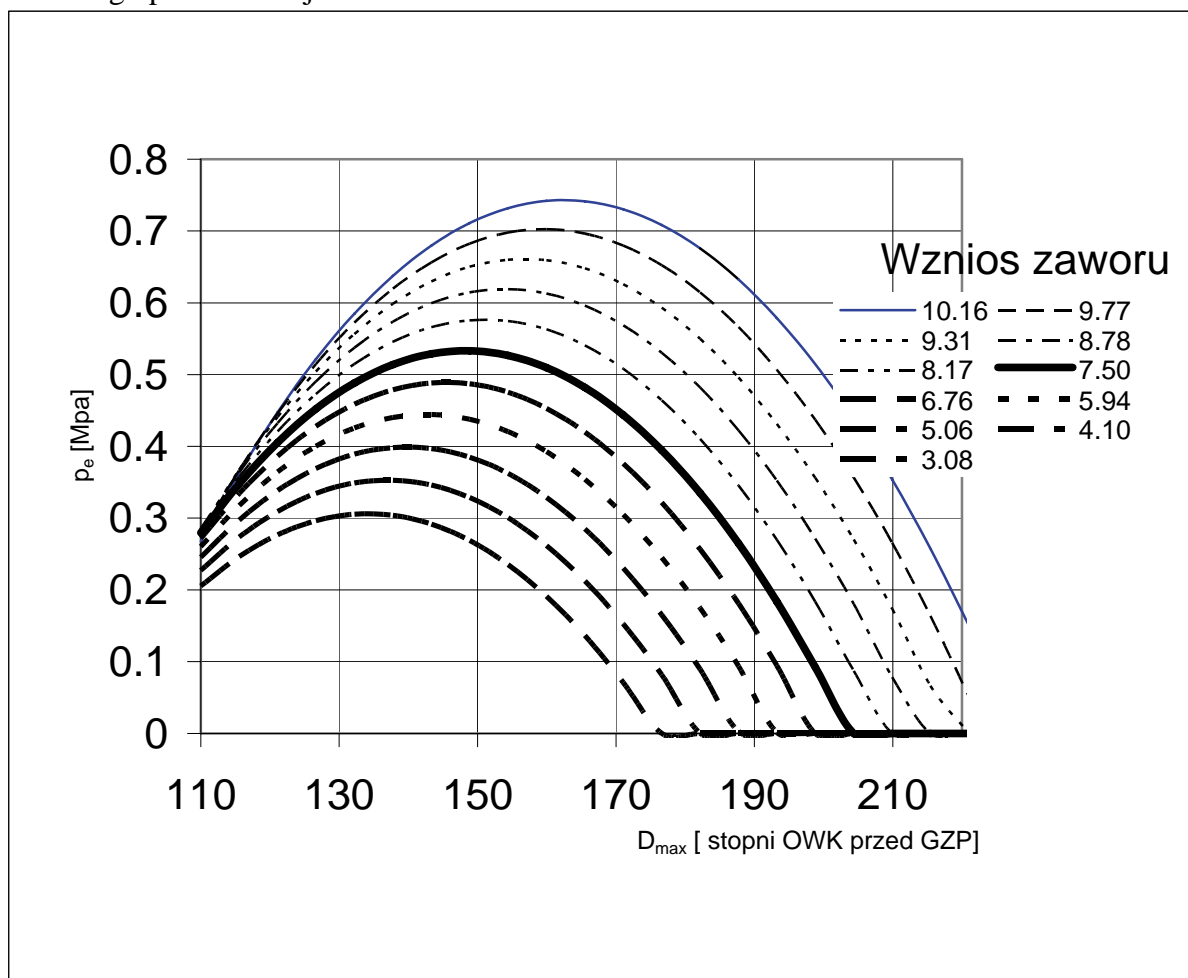
Korzystając z opracowanego modelu dokonano jego analizy. Analizę tą wykonano przy użyciu programu EXCEL. Na podstawie modelu wyznaczano wartości zmiennej zależnej w funkcji jednej zmiennej niezależnej przy drugiej zmiennej niezależnej przyjętej jako parametr.

## 2. Analiza modelu

W pierwszym rzędzie wyznaczono zależność osiąganej wartości średniego ciśnienia efektywnego przy zmiennym położeniu maksymalnego wzniosu zaworu dolotowego, dla różnych wzniosów zaworu dolotowego przy stałym położeniu maksymalnego wzniosu zaworu wylotowego odpowiadającemu najwcześniejszemu jego otwarciu to znaczy dla fazy zaworu wylotowego przyjętej przy konstrukcji silnika. I wartościach pozostałych zmiennych

niezależnych odpowiadających ich wartościom średnim w przeprowadzonych badaniach. Wyznaczoną w ten sposób zależność przedstawiono na rysunku 1.

Jak wynika z tego rysunku przy znacznym ograniczeniu wzniosu zaworu zmniejsza się zakres zmian położenia maksymalnego wzniosu zaworu dolotowego przy którym silnik może jeszcze generować ciśnienie użyteczne. Przy minimalnym osiąganym w badaniach wzniosie zaworu wynoszącym około 3,1 mm praca silnika przy ustawieniu faz zaworu dolotowego w taki sposób iż maksimum wzniosu występuje później niż około 175 stopni obrotu wału korbowego po GZP nie jest możliwa.



Rys. 1. Zależność uzyskiwanego średniego ciśnienia efektywnego od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego przy różnych wartościach wzniosu tego zaworu

Fig. 1. The dependence of average effective pressure versus the position of the maximum lift of the inlet valve at different values of the valve lift

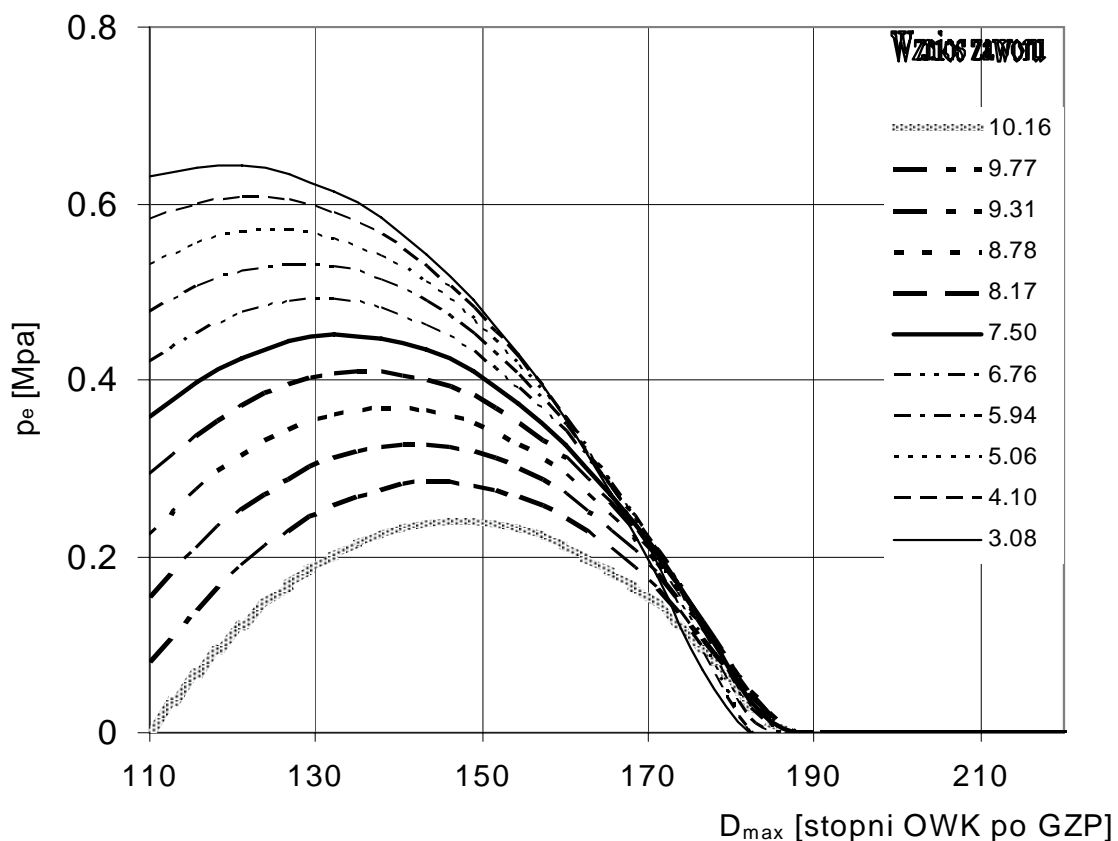
Jest to zrozumiałe ponieważ przy zmniejszaniu wzniosu zaworu jednocześnie skraca się jego okres otwarcia wyrażony kątem obrotu wału korbowego. O ile dla maksymalnego wzniosu okres otwarcia zaworów wynosi 272 stopnie OWK to przy wzniosie 3,1 mm kąt ten skraca się do 178 stopni przy czym prawie połowa tego okresu przypada na suw sprężania. W związku z tym silnik nie ma możliwość zassania do cylindra odpowiedniej porcji mieszanki. Rysunek 1 odpowiada pracy silnika przy prędkości 2000 obr/min dla takiej prędkości obrotowej przy zastosowanym układzie dolotowym i maksymalnym wzniosie zaworu dolotowego, maksimum napełnienia cylindra występowało przy położeniu maksimum wzniosu zaworu dolotowego około 160 stopni OWK przed GZP. Przy zmniejszaniu wzniosu

zaworu kąt ten przemieszczał się dla tej prędkości obrotowej w kierunku późniejszego otwarcia zaworu dolotowego.

Na rysunku 2 przedstawiono zmienność średniego ciśnienia efektywnego w zależności od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego dla różnych jego maksymalnych wzniosów przy średnich wartościach pozostałych parametrach regulacyjnych w tym również przy położeniu maksimum wzniosu zaworu wylotowego przy  $130^{\circ}$  OWK po GZP oraz przy maksymalnym wzniosie zaworu wylotowego  $KF_{wyl}=7,5$  mm.

Jak wynika z tego rysunku znacznie zawęża się przy tym zakres możliwych zmian położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego przy którym silnik jest w stanie wytwarzać moc efektywną. Jeśli maksimum wzniosu zaworu dolotowego przypada  $180^{\circ}$  OWK po GZP to ze względu na symetryczność krzywek zawór jest otwarty tyle samo w okresie wydechu co i w okresie ssania, w związku z tym ładunek zassany do cylindra w okresie suwu dolotu został wypchnięty z cylindra w okresie suwu sprężania kiedy zawór jest jeszcze otwarty.

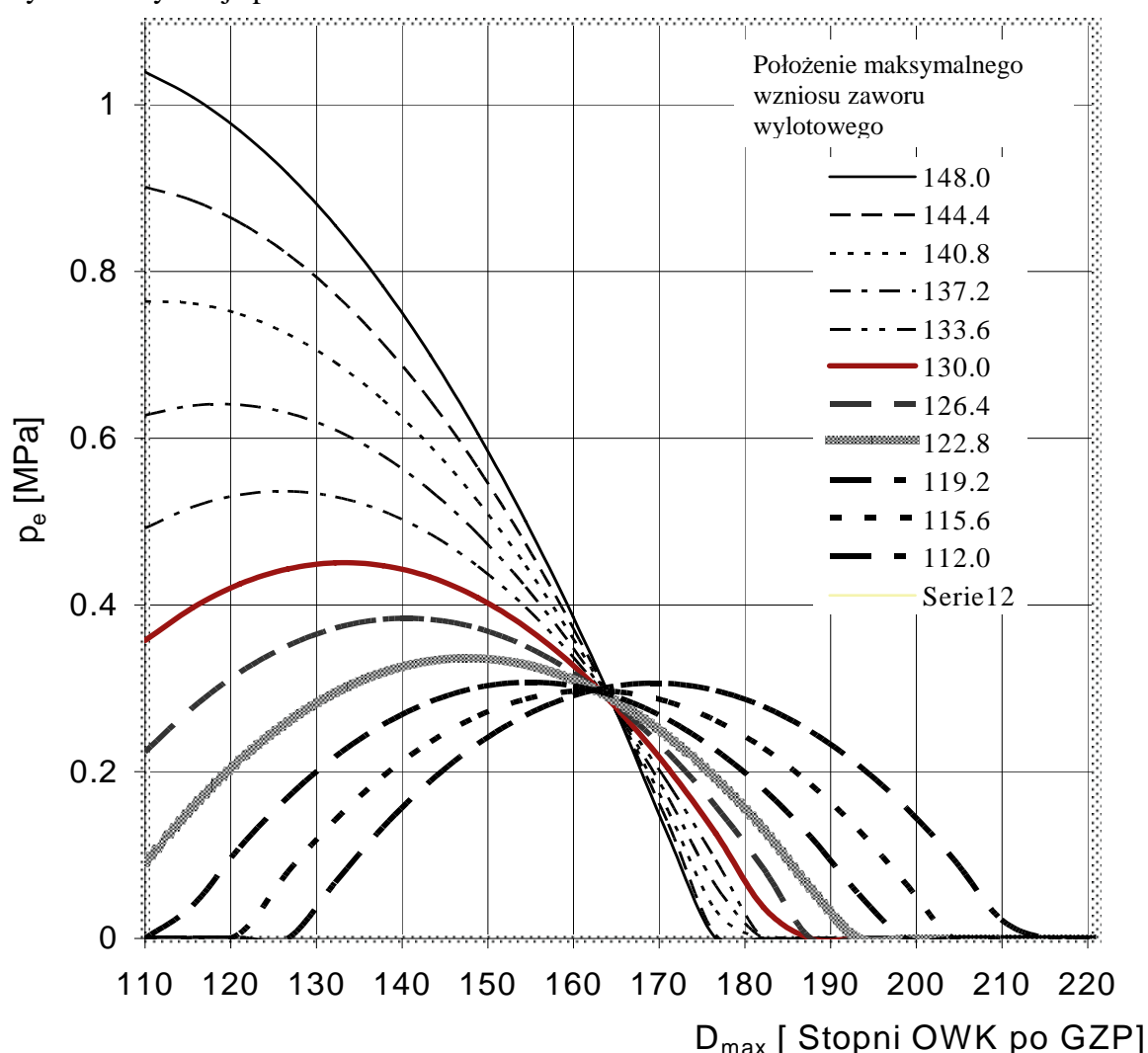
Bardzo istotny wpływ na pracę silnika wywiera położenie maksimum wzniosu zaworu wylotowego. Już podczas pomiarów wstępnych stwierdzono, że zakres przyspieszenia otwarcia zaworu wylotowego w stosunku do konstrukcyjnego jest niewielki. Na rysunku 3 pokazano jak zmienia się średnie ciśnienie efektywne generowane przez silnik w zależności od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego dla równych położenia maksimum wzniosu zaworu wylotowego. Wynika z tego wykresu, że dla średnich wzniosów obu zaworów przy prędkości 2000 obr/min średnie ciśnienie efektywne jest tym większe im później otwiera się zawór wylotowy i im wcześniej otwiera się zawór dolotowy.



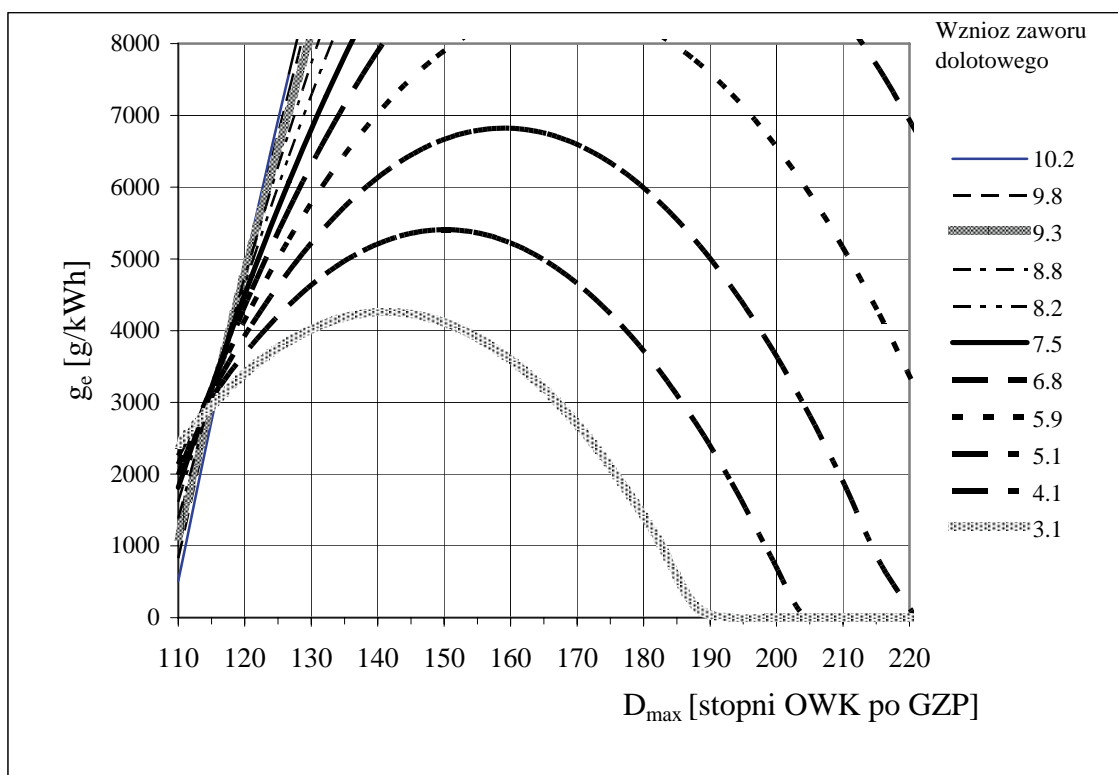
Rys. 2. Zależność  $p_e$  od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego i różnych wzniosów zaworu przy średnich pozostałych parametrach regulacyjnych

Fig. 2. The  $p_e$  dependence versus the maximum lift of the inlet valve and the different valve lifts at average values of others regulatory parameters

Podobne obliczenia można wykonać również w odniesieniu do jednostkowego zużycia paliwa. Zależność jednostkowego zużycia paliwa od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego przy różnych wzniosach zaworu, dla pozostałych wartości zmiennych niezależnych przyjmujących wartości średnie pokazano na rysunku 4. Na rysunku przedstawiono przebieg krzywych obrazujących jednostkowe zużycie paliwa w zależności od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego przy różnych wzniosach tego zaworu.. Wykres ten wykonany jest dla położenia maksimum wzniosu zaworu wylotowego 112 stopni OWK przed GZP oraz przy konstrukcyjnym wzniosie zaworu wylotowego to znaczy 10,2 mm. Przy opóźnieniu otwarcia zaworu dolotowego następuje drastyczny wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Również zmniejszanie wzniosu zaworu dolotowego powoduje bardzo szybki wzrost zużycia paliwa. Przy zmniejszaniu maksymalnego wzniosu zaworu następuje obniżenie maksymalnych wartości jednostkowego zużycia paliwa jednocześnie maksimum to przesuwają się w kierunku wcześniejszych otwarć zaworu dolotowego. Rysunek 4 wyraźnie wskazuje, że poprzez opóźnienie otwarcia zaworu dolotowego nie jest możliwe uzyskanie wyższej sprawności silnika.



Rys. 3. Zależność  $p_e$  od położenia maksimum otwarcia zaworu dolotowego dla różnych położenia maksimum wzniosów zaworu wylotowego przy średniej wartościach pozostałych zmiennych niezależnych  
 Fig. 3. The  $p_e$  dependence versus the position the maximum of the opening of the inlet valve for different maximum of exhaust valve lifts at average values of others independent variables



Rys. 4. Zależność jednostkowego zużycia paliwa od położenia maksimum wzniosu zaworu dolotowego przy różnych jego wzniosach

Fig. 4. The dependence of the specific fuel consumption versus the maximum lift of the inlet valve at its different lifts

W przeprowadzonych badaniach dla zabezpieczenia silnika przed awarią przyjęto jedynie opóźnienie osiągnięcia przez zawór maksymalnego wzniosu. Ponieważ przy zmniejszeniu wzniosu zaworu następuje jednocześnie skrócenie jego czasu otwarcia to teoretycznie możliwe jest przy zmniejszaniu maksymalnego wzniosu zaworu, przyspieszanie chwili jego otwarcia w taki sposób, aby jednak nie nastąpił kontakt zaworu z tłokiem. Przy takich jednoczesnych zmianach wzniosu zaworu i przyspieszaniu chwili osiągnięcia przez zawór maksymalnego wzniosu możliwe byłoby uzyskanie poprawy sprawności silnika przez zmniejszenie strat wymiany ładunku. Ze względu na konieczność zabezpieczenia się przed awarią silnika i braku doświadczenia w zakresie pracy hydraulicznego mechanizmu regulacji wzniosu zaworów nie wykorzystywano tej możliwości w badaniach.

### 3. Podsumowanie

Dzięki wykorzystaniu w badaniach metody planowania uzyskano opracowano model matematyczny silnika umożliwiający analizę wpływu ośmiu parametrów regulacyjnych na jego osiągi. Zebranie w inny sposób wystarczającej liczby danych dla opracowania modelu matematycznego przy ośmiu zmiennych niezależnych wymagałoby przeprowadzenia ogromnej liczby pomiarów nie pozwalając w założonym czasie i przy dysponowanych funduszach na zrealizowanie pracy.

Mimo iż opracowany model matematyczny w wielu punktach, a w szczególności na granicach obszarów objętych pomiarami wykazuje znaczne różnice pomiędzy wartościami rzeczywistymi i uzyskiwanymi na podstawie obliczeń, to jednak pozwala on na badanie tendencji jakie występują w modelu. Ponieważ błędy pomiędzy uzyskiwanymi wartościami



aprosymowanymi a rzeczywistymi zwiększają się w miarę przybliżania się do granic zakresów pomiarowych, a jednocześnie punkty pomiarowe zgrupowane są bliżej wartości średnich zmiennych niezależnych konieczne jest bardzo staranne zaplanowanie zakresów pomiarowych.

Wydaje się, że metoda planowania eksperymentu jest bardzo efektywnym narzędziem, z którego powinno się możliwie często korzystać w badaniach, szczególnie obecnie gdy na skutek upowszechnienia elektronicznej techniki obliczeniowej obróbka statystyczna uzyskanym wyników jest znacznie prostsza i mało pracochłonna.

#### **4. Literatura**

- [1] Polański Z., Planowanie doswiadczeń w technice. PWN, Warszawa 1984.
- [2] Luszniwicz, Słaby T., Statystyka z pakietem komputerowym ATATISTICA PL Wydawnictwo C.H. Beck, Warszawa 2001.
- [3] Greber T., Statystyczne sterowanie procesami – doskonalenie jakości z pakietem STATISTICA. StatSift, Kraków 2000.

