

## INDICATING OF AN ENGINE FUELLED WITH CNG

Andrzej Żółtowski

*Instytut Transportu Samochodowego  
ul. Jagiellońska 80, 03-301 Warszawa  
tel.: +48 22 8113231 wew. 518, fax: +48 22 8110906  
e-mail: andrzej.zoltowski@its.waw.pl*

### **Abstract**

*In the paper described method of heat release measurement in IC engines using cylinder pressure registered at engine indicating process. It shows results of bus engines testing. Tested engines were fuelled with CNG or LPG. It contains results of heat release calculation made for engines operating in different conditions. The paper is divided into three parts where successively discussed influence of spark advance, engine loading and engine speed on course of integrated heat release coefficient and cylinder pressure. Each part of the text is illustrated with suitable characteristics. Comparison of heat release in engine fuelled with CNG and LPG indicates some differences in engine combustion process. In particular the dependence of the coefficient of heat release versus loads and the crank angle, the dependence of the coefficient of heat release versus crank angle, the rotational speed and loads, the change of the elementary specific effective work and specific effective work factor in the function of crank angle, the course of the pressure in the cylinder of the MAN-2856-HM6U engine fed CNG versus of the crank angle, the performances versus composition of the mixture the fuel- air of the MAN 2856-HM6U engine fed CNG are presented in the paper. Research showed that optimized combustion process of the SI engine fed with gas fuels showed the analogy in the course of heat release in engines fed with petrol.*

**Key words:** *internal combustion engines, alternative fuels, natural gas, engine testing, heat release*

## INDYKOWANIE SILNIKA ZASILANEGO SPRĘŻONYM GAZEM ZIEMNYM

### **Streszczenie**

*W artykule opisano zasadę pomiarów szybkości wydzielania się ciepła w silnikach spalinowych wykorzystującą zarejestrowane dane w procesie indykowania silnika. Przedstawiono sposób indykowania ciśnienia w cylindrze na przykładzie silnika autobusu zasilanego sprężonym gazem ziemnym (CNG) i LPG. Artykuł zilustrowano wynikami obliczeń przebiegu wywiązywania się w różnych warunkach pracy silnika. Omówiono wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu, obciążenia i prędkości obrotowej silnika na przebieg wydzielania się ciepła oraz ciśnienie panujące w cylindrze. W szczególności zależność współczynnika wydzielania ciepła od obciążenia i kąta obrotu wału korbowego, zależność współczynnika wydzielania ciepła od kąta obrotu wału korbowego, prędkości i obciążenia, zmiany elementarnej pracy użytecznej właściwej oraz pracy użytecznej właściwej czynnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego, przebieg ciśnienia w cylindrze silnika MAN-2856-HM6U zasilanego gazem ziemnym w funkcji kąta obrotu wału korbowego, charakterystyki w funkcji składu mieszanki paliwowo-powietrznej silnika MAN 2856-HM6U zasilanego CNG są prezentowane w artykule. Badania wykazały, że zoptymalizowany proces spalania silnika ZI zasilanego paliwami gazowymi wykazuje podobieństwo w przebiegu wydzielania ciepła spotykanego w silnikach zasilanych benzyną.*

**Słowa kluczowe:** *silniki spalinowe, paliwa alternatywne, gaz ziemny, badania silników, wywiązywanie ciepła*

## 1. Wstęp

Znajomość przebiegu wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika jest jednym z podstawowych elementów wykorzystywanych w analizie procesu spalania w silniku tłokowym. Obieg termodynamiczny silnika tłokowego jest tym bardziej sprawny energetycznie im więcej ciepła dostarczy się w pobliżu zwrotu zewnętrznego tłoka. W praktyce oznacza to, że im szybciej przebiega spalanie ładunku zawartego w cylindrze, tym silnik charakteryzuje się wyższą sprawnością cieplną. Z kolei sterowanie szybkością wywiązywania się ciepła może być jednym ze sposobów utrzymywania wartości szkodliwej emisji z silnika na wymaganym poziomie.

Stosując paliwa alternatywne do zasilania silników należy liczyć się ze zmianą przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku spowodowaną odmienną szybkością spalania tych paliw. W niniejszym artykule przedstawiono przebieg wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika autobusowego zasilanego wybranymi paliwami gazowymi.

Obiektem badań był silnik typu MAN D2356-HM6U dostosowany do zasilania sprężonym gazem ziemnym. Silnik MAN D2356-HM6U jest wolnossącym silnikiem o zapłonie samoczynnym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa do kulistej komory spalania umieszczonej w denku tłoka, charakterystycznej dla silników produkcji firmy MAN. Adaptacja silnika do zasilania CNG obejmowała zamianę systemu spalania ZS na system spalania o zapłonie iskrowym, zastosowanie powiększonej komory spalania oraz zainstalowanie świecy zapłonowej w miejscu wtryskiwacza. Podstawowe dane techniczne silnika przedstawiono w tabelicy 1.

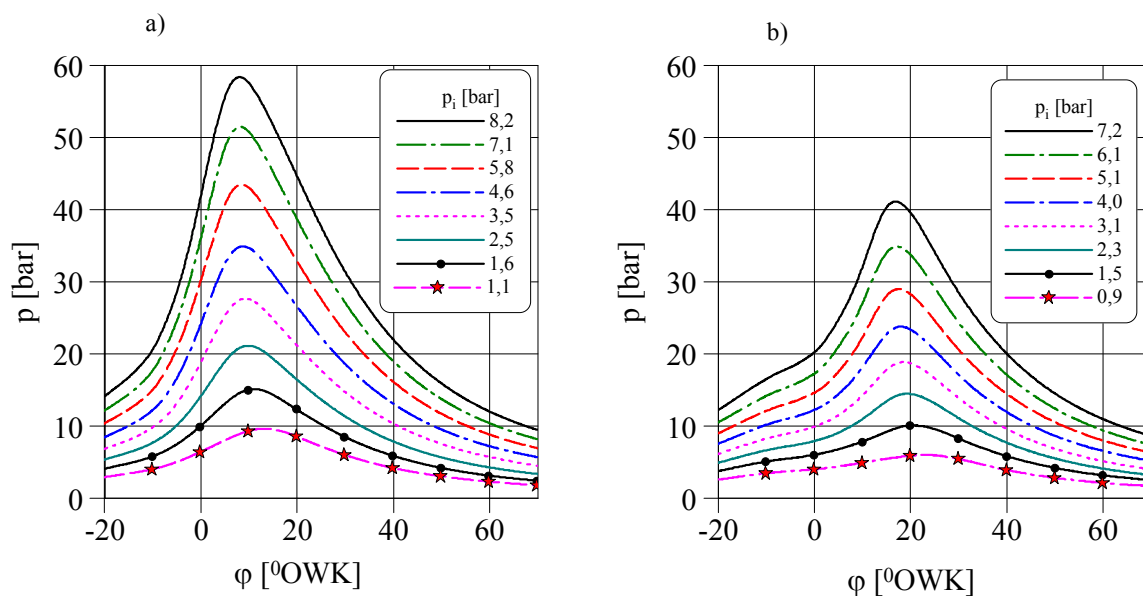
*Tablica 1. Dane silnika MAN 2356-HM6U*  
*Table 1. Technical data of engine MAN 2356-HM6U*

skok tłoka [mm]	150
średnica cylindra [mm]	121
pojemność skokowa [dm <sup>3</sup> ]	10,3
liczba cylindrów	6
stopień sprężania	11,7

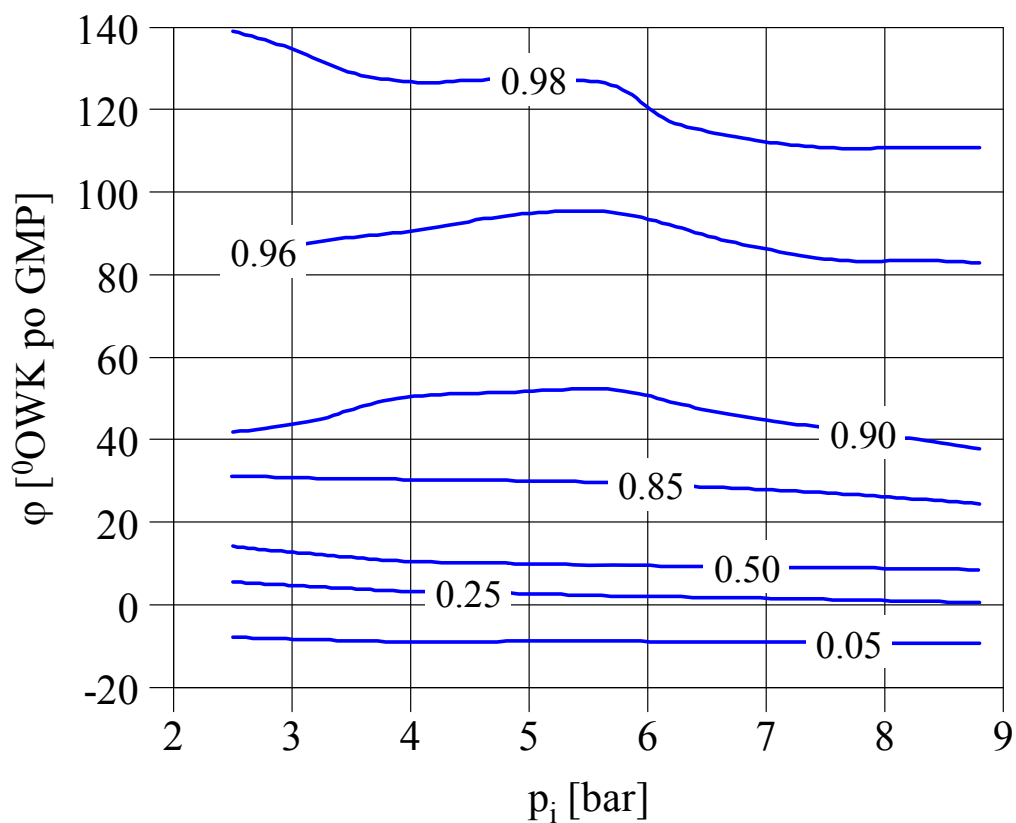
W analizie szybkości wydzielania ciepła indykowanego silnika podstawowym problemem jest odpowiedź na pytanie, czy zastosowane paliwo spala się odpowiednio szybko i co można zrobić, aby zoptymalizować przebieg spalania. Można to uczynić sterując parametrami czynnika zawartego w komorze spalania lub przebiegiem spalania (np. poprzez zmianę wartości kąta wyprzedzenia zapłonu).

## 2. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg spalania

Na rys. 1 przedstawiono przebieg ciśnienia w cylindrze badanego silnika przy prędkości 1200 obr/min i różnych obciążeniach. Z rysunku tego wynika jak istotnym parametrem pracy silnika jest wartość kąta wyprzedzenia zapłonu i jak kąt wyprzedzenia zapłonu może wpływać na sprawność silnika. Na rys. 1 a) widać, że przy pełnym obciążeniu silnik osiąga średnie ciśnienie wartości ciśnienia w cylindrze. Wynika to przede wszystkim z wysokiej wartości stopnia sprężania badanego silnika ( $\epsilon=11,7$ ) oraz względnie wysokiej turbulentnej szybkości spalania metanu, niewiele odbiegającej od szybkości spalania benzyny. Choć wartości laminarnej prędkości spalania benzyny i metanu różnią się dość wyraźnie (benzyna ma większą laminarną szybkość spalania), to w wyniku dobrania odpowiedniego kąta wyprzedzenia zapłonu, nie prowadzi to do zbyt wielkich różnic w przebiegu spalania obu tych paliw w silniku.



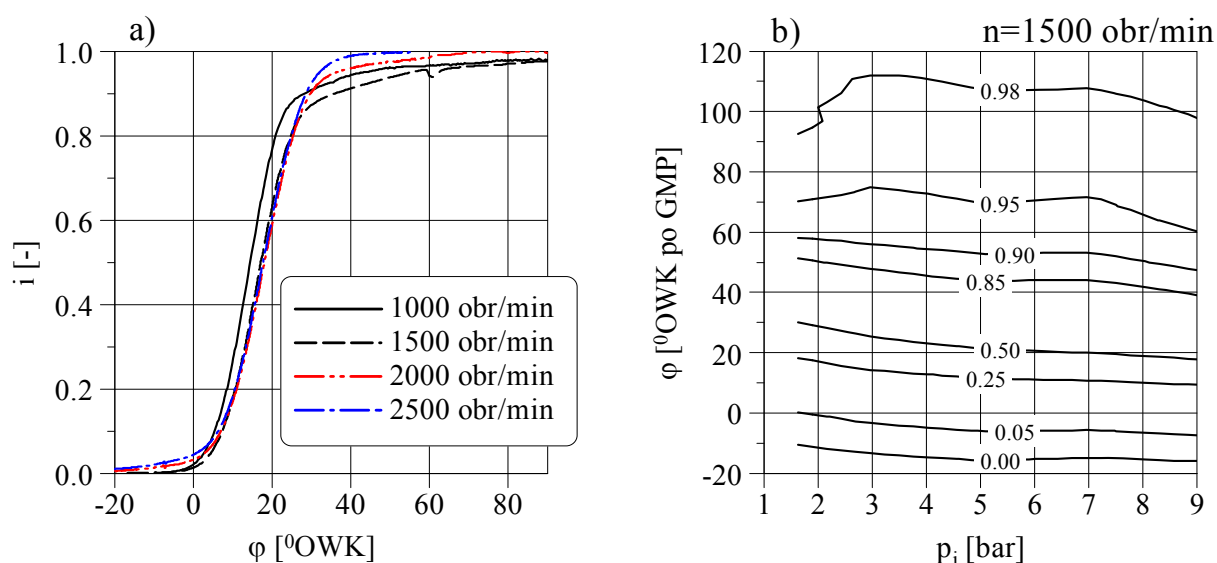
Rys. 1. Przebieg ciśnienia w cylindrze badanego silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego przy kącie wyprzedzenia zapłonu: a)  $-20^{\circ}$  OWK przed GMP, b)  $-10^{\circ}$  OWK przed GMP  
 Fig. 1. Cylinder pressure in testes engine versus crank angle with spark advance: a)  $-20^{\circ}$  CA before TDC, b)  $-10^{\circ}$  CA before TDC



Rys. 2. Zależność współczynnika wydzielania ciepła ( $i$ ) od obciążenia i kąta obrotu wału korbowego;  $n=1200$  obr/min  
 Fig. 2. Integrated heat release ( $i$ ) versus crank angle and engine loading; 1200 rpm

### 3. Wpływ obciążenia na wydzielanie ciepła

Na rys. 2 przedstawiono zależność pomiędzy współczynnikiem wydzielania ciepła ( $i$ ) i odpowiadającym mu kątem obrotu wału korbowego ( $\varphi$ ) a średnim ciśnieniem indykowanym ( $p_i$ ) silnika. Uzyskano typową charakterystykę spotykaną w silnikach o zapłonie iskrowym. Lekko nachylony przebieg izolinii odpowiadających stałym wartościom współczynnika wydzielania ciepła w głównej fazie procesu spalania (w tym przypadku jest to przedział zmienności kąta obrotu wału korbowego do wydzielania się ok. 85% ciepła) wskazuje, że czas spalania w tym okresie ulega skracaniu w miarę wzrostu obciążenia. Jest to zrozumiałe z uwagi na wpływ reszty spalin pozostałej w cylindrze w początku suwu napełniania, której udział w świeżym ładunku wzrasta w miarę spadku obciążenia silnika. Nieusunięte spaliny rozcieńczają świeży ładunek, spowalniając szybkość procesu spalania.



Rys. 3. Zależność współczynnika wydzielania ciepła ( $i$ ) od kąta obrotu wału korbowego i prędkości (a) oraz obciążenia (b) w silniku zasilanym LPG;

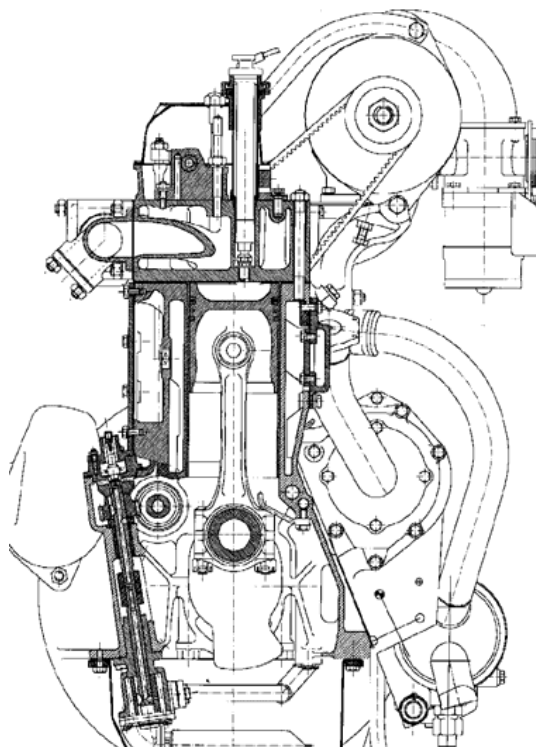
Fig. 3. Integrated heat reelease ( $i$ ) versus crank angle (a) and engine speed (b) in engine fuelled with LPG

Ponieważ silniki przeznaczone do zasilania gazem ziemnym, ze względu na wysoką wartość liczby oktanowej tego paliwa, powinny mieć nieco wyższy stopień sprężania w porównaniu z silnikami zasilanymi benzyną czy LPG (o 2...3 jednostki), stąd też udział reszty spalin w świeżym ładunku wypełniającym ich cylindry powinien być odpowiednio mniejszy. W tym przypadku należałoby oczekiwać, że przebiegi współczynnika wydzielania ciepła w funkcji obciążenia silnika powinny być bardziej płaskie. Z rys. 2 wynika, że dla współczynników wydzielania ciepła z przedziału  $5\% < i < 85\%$ , zmiana obciążenia silnika od największego do najmniejszego powoduje wydłużenie spalania o około  $5^0$  OWK.

Dla rozważanej prędkości obrotowej ( $n=1200$  obr/min) po wydzieleniu się 85-90 % ciepła w procesie spalania zaczyna dominować faza dopalania. Charakteryzuje się ona znacznym spowolnieniem wywiązywania się ciepła i nieuporządkowanym przebiegiem izolinii współczynnika  $i$ . Dopalenie ostatnich 10% paliwa w końcu procesu spalania zabiera dokładnie tyle samo czasu, co spalanie 90% paliwa na początku tego procesu.

Na rys. 3 przedstawiono przebieg zmian współczynnika wydzielania ciepła w silniku 6C107 (S/D=120 mm/107 mm) zasilanym LPG. Silnik ten przedstawiono na rys. 4. W całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych (1000-2500 obr/min) krzywe współczynnika wydzielania

ciepła są do siebie równoległe, co oznacza, że szybkość wydzielania ciepła odniesiona do kąta obrotu wału korbowego ma w stałą wartość, niezależną od prędkości obrotowej silnika, zaś szybkość spalania mieszanki paliwowo-powietrznej wzrasta proporcjonalnie do wzrostu prędkości obrotowej silnika. W przypadku charakterystyki przedstawionej na rys 3 b) dla współczynników wydzielania ciepła z przedziału  $25\% < i < 90\%$ , zmiana obciążenia silnika od największego do najmniejszego powoduje wydłużenie spalania co najmniej o  $10^0$  OWK, czyli wyraźnie więcej niż w silniku zasilanym CNG (rys. 2).



Rys 4. Silnik 6C107 zasilany LPG  
Fig. 4. Engine of type 6C107 fuelled with LPG

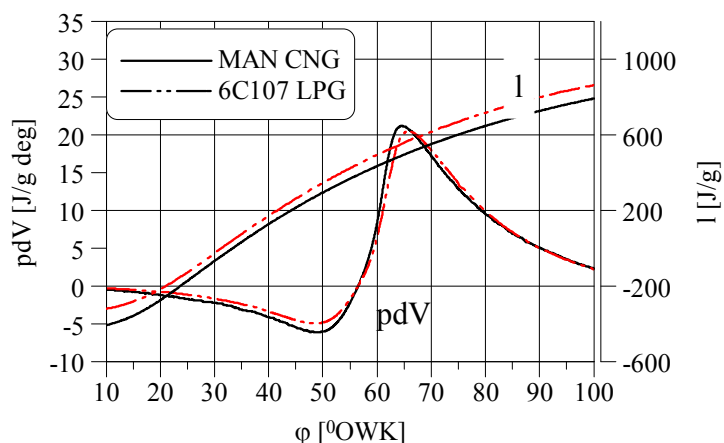
Podobnie jak w silniku zasilanym gazem ziemnym, zakrzywienie przebiegu współczynnika wydzielania ciepła na skutek przejścia fazy spalania ładunku w fazę dopalania następuje po wydzieleniu się co najmniej 85 % ciepła, przy czym wartość charakterystyczna współczynnika  $i$  odpowiadającego temu punktowi jest tym wyższa im wyższa jest prędkość obrotowa silnika. Podobne zjawisko można zaobserwować w silniku zasilanym gazem ziemnym.

Na rys. 5 porównano przebiegi pracy użytecznej obu opisanych powyżej silników (MAN zasilany CNG i 6C107 zasilany LPG). Rysunek ten przedstawia przebieg zmian, w funkcji kąta obrotu wału korbowego, chwilowych wartości pracy elementarnej ( $p dv$ ) w suwie rozprężania oraz całość tego przebiegu ( $l = \int p dv$ ), obrazującą sumaryczną zmianę pracy użytecznej obiegu termodynamicznego silnika, jaką dostarczono lub odebrano z obiegu od początku suwu sprężania. W celu umożliwienia porównywania silników o różnych wymiarach głównych, analizowane wielkości odniesiono do jednostki masy ładunku zawartego w cylindrze.

Analizując rys. 5 widzimy, że praca doprowadzana w suwie sprężania do czynnika jest większa dla silnika zasilanego gazem ziemnym. Wynika to przede wszystkim z wyższego stopnia sprężania w tym silniku ( $\epsilon=11,7$  w silniku MAN w porównaniu z  $\epsilon=9,5$  w silnika 6C107), a przez to wyższych ciśnień w suwie sprężania.

Po zainicjowaniu zapłonu, zmiany pracy elementarnej w obu badanych silnikach osiągają zbliżone wartości. Analizując przebieg pracy użytecznej czynnika w obszarze suwu rozprężania widzimy, że w obu silnikach zmienia ona swój znak z ujemnego na dodatni w okolicy położenia

kątowego tłoka 21...24° OWK po GMP. Różnice pracy użytecznej obu silników odczytane w GMP i w końcu suwu rozprężania (w chwili otwarcia zaworu wylotowego) wynoszą odpowiednio: w GMP –  $\Delta l=96$  J/g, w końcu suwu rozprężania –  $\Delta l=72$  J/g. Oznacza to, że jednostkowa praca użyteczna otrzymywana w silniku zasilanym CNG była blisko o 7% mniejsza niż w silniku zasilanym LPG. Powyższe różnice wartości pracy użytecznej wynikają między innymi z niższej wartości opałowej mieszanki stechiometrycznej powietrza i gazu ziemnego. Różnice te znajdują odzwierciedlenie w różnicach średniego ciśnienia indykowanego silników na rys. 2 i 3.

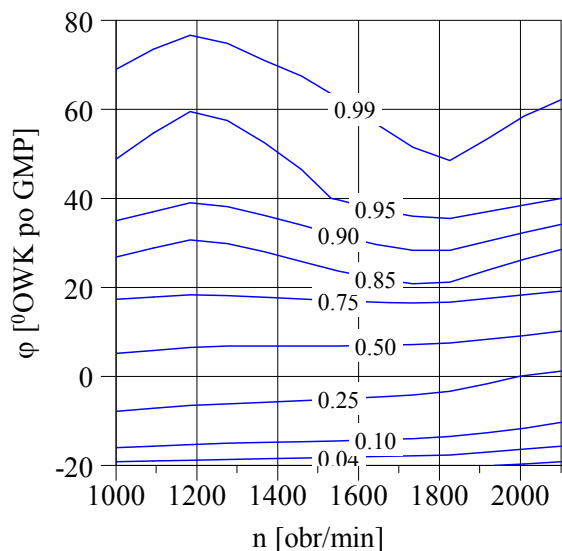


Rys. 5. Zmiany elementarnej pracy użytecznej właściwej ( $pdV$ ) oraz pracy użytecznej właściwej ( $l$ ) czynnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Fig.5. Elementary work ( $pdV$ ) and work of cycle ( $l$ ) versus crank angle

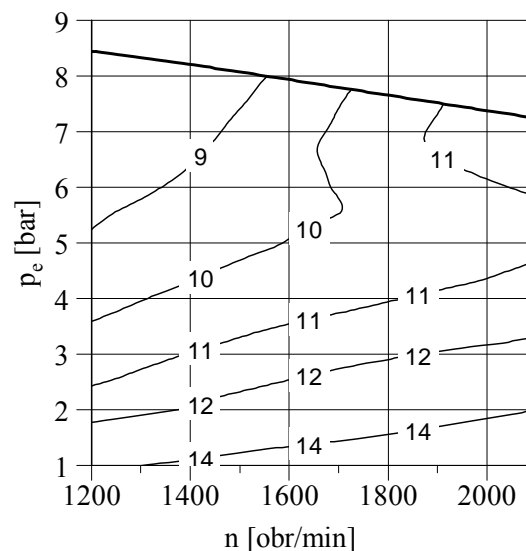
#### 4. Wpływ prędkości obrotowej na wydzielanie ciepła

Ze wzrostem prędkości obrotowej silnika maleje czas trwania pojedynczego cyklu roboczego silnika. Zakładając, że czas spalania ładunku zawartego w cylindrze byłby stały, to wraz z



Rys. 6a. Zależność współczynnika wydzielania ciepła od prędkości obrotowej i kąta obrotu wału korbowego; silnik MAN 2856-HM6U zasilany CNG;  $n=1200$  obr/min

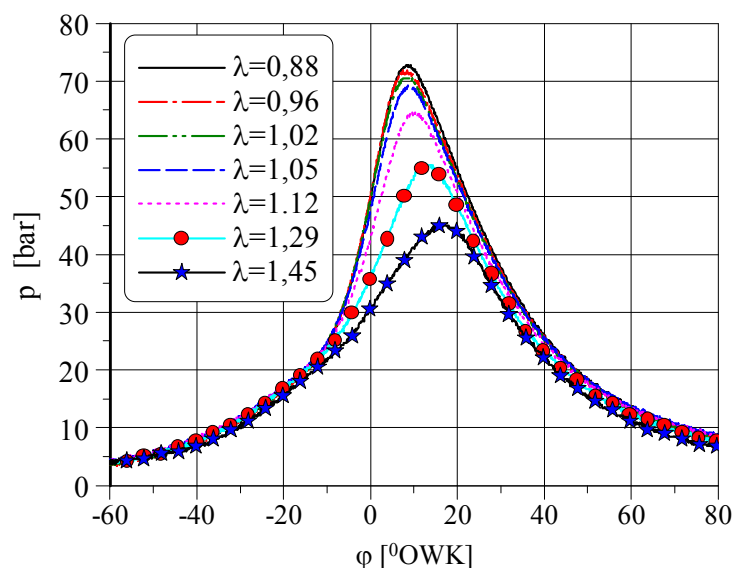
Fig. 6a. Integrated heat release versus engine speed and CA; engine MAN 2856-HM6U fuelled with CNG, 1200 rpm



Rys. 6b Zależność położenia kąтового punktu odpowiadającego spalaniu się 50% paliwa w cylindrze ( $\varphi_{50\%}$ ) od prędkości i obciążenia; silnik MAN 2856-HM6U zasilany CNG;

Fig. 6b. Crank angle relating to 50% of fuel burnt in cylinder ( $\varphi_{50\%}$ ) versus engine speed and MBEP; engine MAN 2856-HM6U fuelled with CNG

wzrostem prędkości obrotowej długość okresu spalania, mierzona kątem obrotu wału korbowego, wydłużyłaby się proporcjonalnie do stosunku prędkości obrotowych. W rzeczywistym silniku prędkość spalania nie jest stała, lecz zmienia się wraz ze zmianami prędkości obrotowej. Jest to spowodowane zmianą intensywności turbulencji ładunku wewnątrz komory spalania.



Rys. 7. Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika MAN-2856-HM6U zasilanego gazem ziemnym w funkcji kąta obrotu wału korbowego;  $n=1200$  obr/min, pełne obciążenie

Fig. 7. Cylinder pressure versus crank angle in MAN-2856-HM6U fuelled with CNG; 1200 rpm, WOT

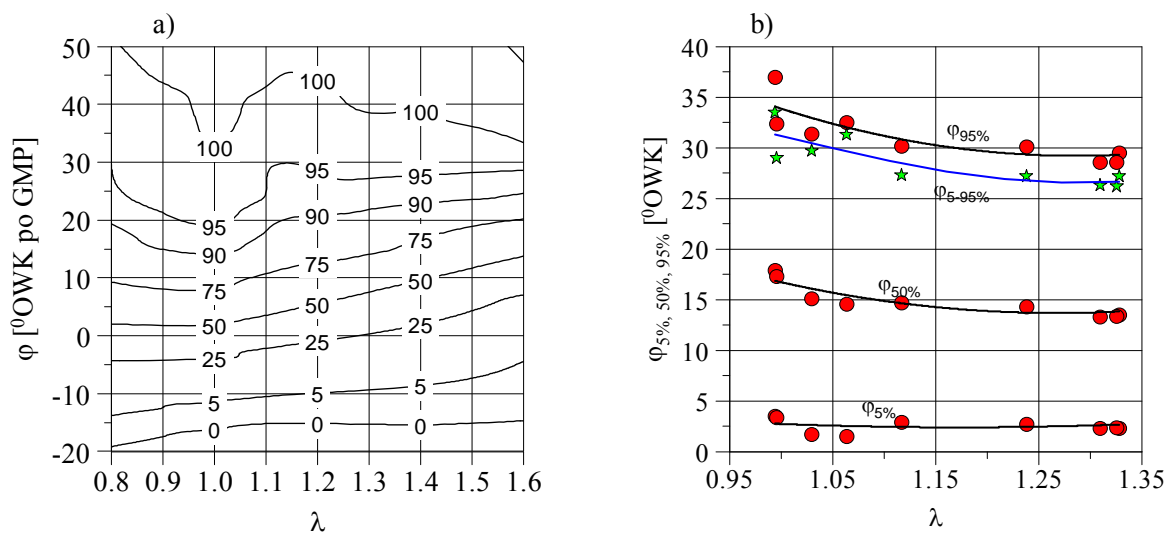
Na rys. 6 przedstawiono zależność współczynnika wydzielania ciepła od prędkości obrotowej silnika. Zmiana prędkości obrotowej silnika z 1000 obr/min do 2000 obr/min (rys.6a) powoduje w obszarze występowania rozwiniętego frontu turbulentnego płomienia ( $i=10-70\%$ ) wydłużenie kąta spalania, liczonego od chwili zapłonu, o około  $5^\circ$  OWK. Charakterystyczne jest, że izolinie współczynnika wydzielania ciepła o wartościach 4%, 10%, 25%, 50% i 75% są prawie równoległe do siebie, co oznacza, że szybkość wywiązywania się ciepła (prędkość spalania) w tym obszarze, mierzona zmianą położenia kąтового wału korbowego, ma zbliżone wartości. Pochyły przebieg powyższych izolinii, mających średnie nachylenie  $5^\circ$ OWK/1000 obr/min, jest wywołany wolniejszym wywiązywaniem się ciepła w okresie od przeskoku iskry pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej do chwili rozwinięcia się turbulentnego frontu płomienia. Okres ten trwa w tym wypadku około  $3^\circ$  OWK. Składa się on głównie ze zwłoki zapłonu (liczonej od przeskoku iskry do pojawienia się oznak zapłonu) oraz fazy spalania laminarnego, w której wiry turbulentne, ze względu na swą znacznie większą skalę, nie oddziałują jeszcze na front płomienia przemieszczający się z laminarną prędkością spalania. Dopiero, gdy promień płomienia laminarnego osiągnie wielkość porównywalną ze skalą turbulencji ładunku, wiry turbulentne zaczynają do frontu płomienia doprowadzać niespaloną mieszkankę paliwowo-powietrzną z tym większą szybkością im większa jest intensywność jego turbulencji. Płomień z laminarnego przekształca się w turbulentny, a szybkość spalania gwałtownie wzrasta. Jest zrozumiałe, że dopóki podczas spalania nie ukształtuje się w pełni rozwinięty płomień turbulentny, dotąd intensywność turbulencji, zależna przede wszystkim od prędkości ruchu tłoka, będzie w mniejszym stopniu wpływać na szybkość spalania. Z tego względu – także w silniku zasilanym gazem ziemnym - nieuchronne jest wydłużenie procesu spalania wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Wydłużenie to można kompensować zwiększeniem kąta wyprzedzenia zapłonu.

Oceniając kształt izolinii (rys. 6) współczynników wydzielania ciepła z przedziału  $i \geq 0,85$  można stwierdzić, że są one słabo skorelowane z prędkością obrotową silnika. Długość trwania fazy dopalania się ognisk pozostałych za frontem płomienia nie zależy od prędkości obrotowej

silnika, lecz raczej jest to skutek niejednorodności w komorze spalania intensywności turbulencji lub składu mieszanki paliwowo-powietrznej.

## 5. Wpływ składu mieszanki na wydzielanie ciepła

Badając na stanowisku dynamometrycznym wpływ składu mieszanki paliwowo-powietrznej na osiągi silnika o zapłonie iskrowym, najdogodniej można to wykonać blokując położenie kątowny przepustnicy i zmieniać dawkę paliwa przy pomocy zaworu dławiącego lub czasu otwarcia wtryskiwacza. Zmiana wielkości dawki paliwa doprowadzonego do cylindra pociąga za sobą zmianę ilości energii doprowadzanej do cylindra, a ta z kolei powoduje zmiany ciśnienia maksymalnego w cylindrze. Na rys. 7 przedstawiono charakterystykę wykonaną w ten właśnie



Rys. 8. Charakterystyki w funkcji składu mieszanki paliwowo-powietrznej silnika MAN 2856-HM6U zasilanego CNG;  $n=1200$  obr/min, pełne obciążenie:

- zależność współczynnika wydzielania ciepła (wyrażonego w %) od współczynnika nadmiaru powietrza i kąta obrotu wału korbowego;
- kąty OWK odpowiadające spalaniu 5, 50 i 95 % paliwa w cylindrze.

Fig. 8. Characteristics of engine MAN 2856-HM6U fuelled with CNG; 1200 rpm, WOT:

- integrated heat realize (expressed in %) versus equivalent air-fuel ratio and crank angle;
- crank angle representing 5, 50 and 95 % of fuel contained in cylinder

sposób. Dzięki niej można prześledzić wpływ składu mieszanki paliwowo-powietrznej na wartość ciśnienia maksymalnego w cylindrze.

Na rys. 8 przedstawiono charakterystykę ogólną przebiegu współczynnika wywiązywania ciepła w silnikach zasilanych gazem ziemnym. Rysunek ten jest typową charakterystyką spotykaną w silnikach o zapłonie iskrowym. Począwszy od pełnego rozwinięcia się płomienia turbulentnego ( $i=2..3$  %), a skończywszy na osiągnięciu przez front płomienia ścianek komory spalania ( $i=85..90$  %), izolinie współczynnika wydzielania ciepła są do siebie równoległe i mają, w rozważanym przedziale zmian współczynnika nadmiaru powietrza, średnią różnicę pomiędzy początkiem a końcem krzywej rzędu  $10^0$  OWK. Pamiętając, że powyższa charakterystyka została wykonana przy stałej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu (optymalnego dla mieszanek bogatych) należy zwrócić uwagę na dość wysoką górną granicę palności gazu ziemnego. W silnikach ZI zasilanych benzyną, przeznaczonych do zasilania homogenicznymi mieszankami stechiometrycznymi, górna granica stabilnej pracy silnika (granica palności mieszanki benzyna-powietrze) wynosi przeciętnie  $\lambda=1,2-1,3$ . Z rys. 8 wynika, że dla silnika zasilanego gazem ziemnym granica ta ulega przesunięciu co najmniej o wartość  $\Delta\lambda=0,3$ . Rozszerzenie górnej



granicy palności mieszanki gaz ziemny-powietrze, czy inaczej to samo ujmując - wzrost powtarzalności obiegów pracy silnika, jest naturalną konsekwencją dokładniejszego wymieszania gazu z powietrzem. Mieszanka wypełniająca przestrzeń pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej o bardziej jednorodnym, powtarzalnym składzie przyczynia się do tego, że zapłon i początkowy rozwój płomienia są bardziej stabilne, a prędkości spalania w kolejnych cyklach są do siebie porównywalne. W przypadku benzyny istnieją lokalne (w skali mikro) fluktuacje współczynnika nadmiaru powietrza, czego konsekwencją jest brak powtarzalności kolejnych obiegów pracy silnika.

## **6. Wnioski**

Zoptymalizowany proces spalania silnika ZI zasilanego paliwami gazowymi wykazuje podobieństwo w przebiegu wydzielania ciepła spotykanego w silnikach zasilanych benzyną.

## **Literatura**

- [1] Żółtowski A.: *Szybkość wydzielania ciepła w silniku zasilanym CNG*. Transport Samochodowy nr 4-2005, str. 89-99.

