

Jacek MAĆKOWSKI

Instytut Transportu
Politechnika Śląska

WPLYW WARUNKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA WIELKOŚĆ STRUMIENIA CIEPŁA PRZEKAZYWANEGO DO ŚCIANEK KOMORY SPALANIA

Streszczenie. W artykule po krótkim przedstawieniu zależności podstawowych dotyczących teorii obliczeń oraz metod pomiarowych, wykorzystywanych obecnie najczęściej w silnikach spalinowych do pomiaru wartości strumienia ciepła oddawanego od czynnika roboczego do ścianek komory spalania, omówiono te zagadnienia, które decydują o dokładności wyników i które w czasie badań należy uwzględnić. Następnie przedstawiono wpływ typowych warunków eksploatacji silnika o zapłonie iskrowym na przebieg chwilowego strumienia ciepła i związanego z nim współczynnika przejmowania ciepła niezbędnego do realizacji możliwie dokładnej symulacji ciepła przejmowanego przez ścianki, która z kolei stanowi etap wyjściowy do w miarę poprawnego sformułowania zerowymiarowego modelu procesu spalania. Omówiono zatem wpływ współczynnika nadmiaru powietrza, sprawności napełniania kąta wyprzedzenia zapłonu, prędkości obrotowej i obciążenia silnika na wartość strat ciepła przechodzącego do ścianek komory spalania.

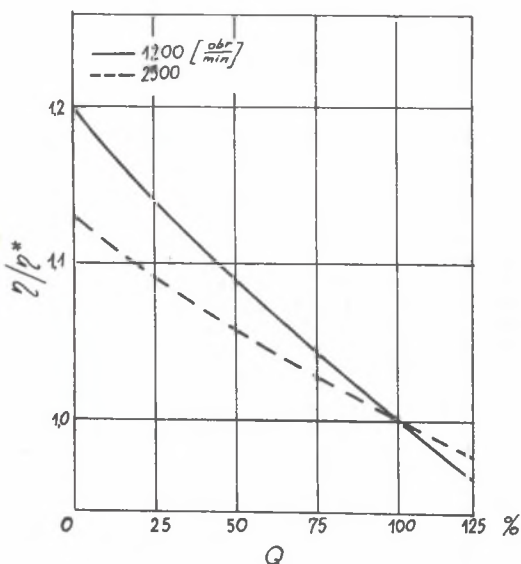
1. WSTĘP

W przeprowadzonych przez J.B.Heywooda [4] badaniach wykazano (rys. 1), że redukcja przekazywanego do ścianek komory spalania ciepła powoduje wzrost sprawności cieplnej. Redukcję tę można osiągnąć przez podniesienie temperatury ścianek komory spalania, zmniejszenie ich wymiarów lub zmniejszenie szybkości przepływu czynnika roboczego względem ścianki. Niestety, wszystkie te zabiegi tylko w minimalnym stopniu są możliwe do przeprowadzenia, bowiem np. podniesienie temperatury ścianek powoduje zmniejszenie sprawności napełniania i mocy użytecznej silnika, a w przypadku zastosowania benzyny o nieodpowiedniej LO może doprowadzić do spalania stukowego. Dlatego dalsze prace dotyczące optymalnego kompromisu możliwe są do osiągnięcia tylko po wnikliwym rozwiązaniu wielu zagadnień. Jednym z nich są zagadnienia związane z wpływem parametrów eksploatacyjnych na wielkość strumienia ciepła przejmowanego przez ścianki.

Pomiar miejscowych wahań temperatury powierzchniowej i wyznaczenie temperatury czynnika roboczego (np. na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia spalania) umożliwią podjęcie próby obliczenia przebiegu

lokalnego współczynnika przejmowania ciepła, a następnie po uśrednieniu, go stworzenie w miarę poprawnego modelu przejmowania ciepła.

Model taki jest potrzebny do osiągnięcia możliwie dokładnej symulacji procesu spalania i dalszego teoretycznego już szukania rozwiązań kompromisowych.



Rys. 1. Wpływ zmian wielkości traconego do ścianek ciepła Q na sprawność cieplną

* oznacza wartość podstawową

Fig. 1. Effect of changes of the heat Q transferred to the walls on thermal efficiency

* means the basic value

2. ZALEŻNOŚCI PODSTAWOWE

Zależność fizyczna pomiędzy natężeniem przepływu ciepła a reakcją ścianek otaczających komorę spalania wynika z różniczkowego równania pola temperatur

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

i różniczkowej formy równania przewodzenia ciepła

$$\dot{q} = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2)$$

Ponieważ na skutek szybkiego zaniku maksymalnej temperatury czynnika roboczego w ścianie następuje bardzo silne tłumienie wahań temperatury, tak że na głębokości 2 mm istnieje już stacjonarne pole temperatur równania (1), często w sposób przybliżony redukuje się do równania

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (3)$$

Dla stanu ustalonego (za stan taki uważa się ustalone warunki pracy silnika spalinowego) zmiana temperatury powierzchni może być zapisana w formie szeregu Fouriera

$$T_w(t) = \bar{T}_w(0) + \sum_{n=1}^N (A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t) \quad (4)$$

gdzie:

$\bar{T}_w(0)$ - temperatura powierzchni dla uśrednionego czasu,

A_n, B_n - współczynniki od $n=1$ do N .

Ich wartości określa się eksperymentalnie na podstawie danych temperatura powierzchni - czas.

Jednowymiarowe równanie (3) nieustalonej przewodności cieplnej jest rozwiązywalne dla następujących warunków:

$$T(0, t) = T_w(t)$$

$$T(\delta, t) = T(\delta)$$

gdzie:

$T(\delta)$ - temperatura w odległości δ od powierzchni.

Z równania (3) uzyskać można okresowe rozwiązania dla $T(x, t)$, które można przekształcić dla określenia strumienia ciepła. Natężenie przepływu ciepła wnikającego w ściankę przy powierzchni $x = 0$ można zapisać równaniem

$$(\dot{q})_{x=0} = - \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{x=0} \quad (5)$$

pod warunkiem, że gradient temperatury w kierunku osi x jest dużo większy niż gradient temperatury w innych kierunkach. Jeżeli różniczkuje się równanie (4) dla powierzchni $x=0$ względem x i łączy z równaniem (5), wtedy można poprzez analizę obliczonych harmonicznym wahań temperatury powierzchniowej określić nieustalony udział natężenia przepływu ciepła, który został wymieniony z czynnikiem roboczym

$$(\dot{q})_{x=0} = \dot{q}_m + \sum_{n=1}^N \sqrt{\frac{n\omega}{2\alpha}} \left[A_n (\cos n\omega t - \sin n\omega t) + B_n (\sin n\omega t + \cos n\omega t) \right] \quad (6)$$

Równanie (6) jest stosowane w obliczeniach strumienia ciepła na podstawie zmierzonych danych temperatury powierzchni. Pierwszy człon równania nie zależy od czasu i reprezentuje składową stałą strumienia ciepła. Drugi człon uzależniony jest od czasu i reprezentuje niestabilny element strumienia.

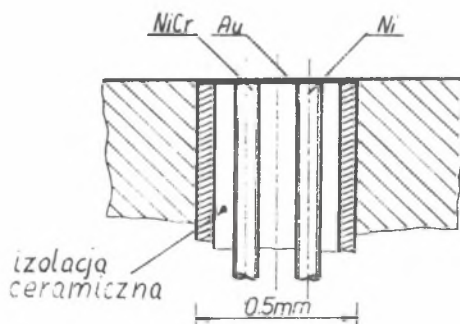
Ponieważ natężenie przepływu ciepła \dot{q} występującego w ścianie podlega z drugiej strony zasadzie oddawania ciepła określonej wzorem Newtona

$$\dot{q} = \alpha(T_g - T_w)$$

wyznaczenie, jak zaznaczono na wstępie, temperatury czynnika roboczego T_g umożliwia podjęcie próby obliczenia współczynnika przejmowania. Pomięto że powyższa korelacja wymiany ciepła została określona w warunkach ustalonych, to jednak znajduje zastosowanie w modelach niestabilnych wyznaczających przebieg traconego ciepła w czasie jednego cyklu pracy silnika.

3. METODY POMIAROWE

Istnieje kilka metod postępowania umożliwiających wyznaczenie przepływu ciepła. Najprostszym sposobem jest pomiar temperatury powierzchniowej za pomocą specjalnej termopary, a następnie wykorzystanie zależności (5).



Rys. 2. Schemat termopary

Fig. 2. Diagram of the thermocouple

Początkowe problemy spowodowane jakością czujników pomiarowych oraz ich niską trwałością spowodowały powstawanie licznych błędów w rejestracji temperatury, co wiązało się z mało dokładnym określeniem ilości traconego ciepła. Liczne badania doprowadziły do powstania nowej generacji termopar. Schemat stosowanej termopary pokazano na rys. 2. Element pomiarowy o średnicy 0,5 mm składa się z przewodów NiCr i Ni, odizolowanych materiałem ceramicznym odpornym na wysokie temperatury.

Tak ukształtowaną końcówkę po przeszlifowaniu pokrywa się cienką warstwą złota łączącą przewody.

W celu osiągnięcia dużej dokładności pomiarowej i szczegółowego odтворzenia lokalnych różnic temperatur głowicę jednocylindrowego silnika wyposaża się, jak to np. zrobiono w pracy [3], w 72 takie sondy pomiarowe. Tak przeprowadzone badania umożliwiające pomiar lokalnych różnic przekazywania ciepła i dlatego nadają się do oszacowania zawirowania spowodowanego napełnianiem, sprężaniem czy spalaniem mieszanki palnej. Mogą być wykorzystywane również do określenia wpływu zawirowania na wielkość przekazywanego do ścianek komory spalania ciepła.

Inna metoda określania strat ciepłych polega na wykorzystaniu pomiaru lokalnego strumienia ciepła. Metoda ta bazuje na założeniu, że przepływ ciepła jest jednokierunkowy, ale ponieważ jak wiadomo, w ścianie komory spalania przepływ ciepła nie jest jednokierunkowy, eżeby otrzymać dokładniejsze informacje o lokalnym strumieniu ciepła, należałoby go uporządkować. Do tego celu posłużyła sonda przedstawiona na rys. 3. Największym problemem przy jej konstruowaniu było znalezienie materiału o własnościach izolacyjnych oddzielających rdzeń pomiarowy wykonany z bezstopowego żelaza o ściśle określonym współczynniku przewodności cieplnej, od korpusu sondy. Po licznych próbach najlepszym materiałem okazało się powietrze,

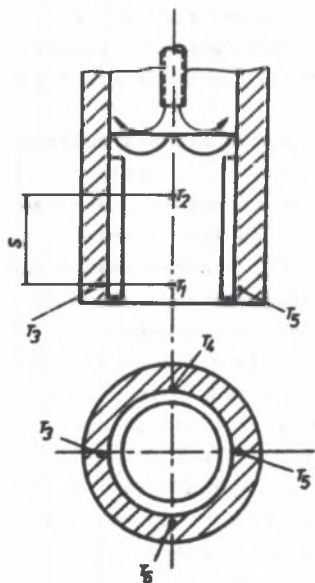
którego współczynnik przewodzenia ciepła 0,03 W/mK był 11-krotnie mniejszy od najlepszej izolacji ceramicznej. W celu zwiększenia dokładności pomiarowej tak dobie-rano intensywność chłodzenia dolnego końca rdzenia pomiarowego, aby średnie temperatury w czterech miejscach pomiarowych T_3 , T_4 , T_5 i T_6 odpowiadały w przybliżeniu temperaturze T_1 . Zasada pomiaru lokalnego przepływu ciepła przy użyciu takiej sondy polega na rejestracji temperatury T_1 i T_2 , a następnie wykorzystanie wzoru

$$\dot{q} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{s} \quad \left(\frac{W}{m^2}\right)$$

w której odległość "s" pomiędzy termoparami rejestrującymi T_1 i T_2 jest ściśle określona.

Istnieją jeszcze inne metody pomiaru strat ciepła, ale ze względu na dokładność ich znaczenie jest mniejsze.

Wyznaczenie średniego współczynnika przejmowania ciepła określonego na podsta-



Rys. 3. Schemat sondy pomiarowej z zaznaczeniem położenia termopar

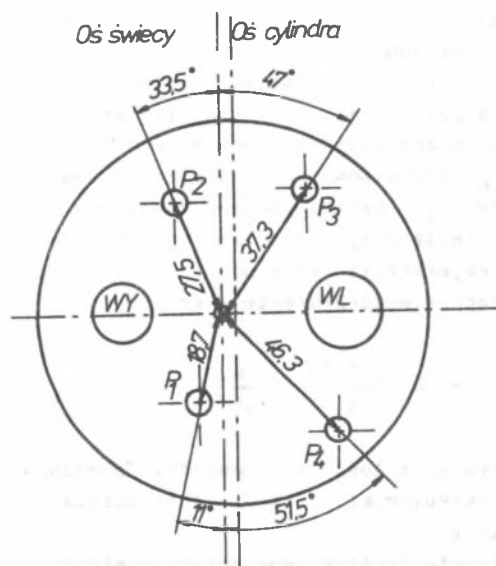
Fig. 3. Diagram of the measuring probe with thermocouple position marked

wie pomiaru jego wartości lokalnych zarejestrowanych w różnych punktach komory spalania, w dodatku przy zmieniających się warunkach pracy, po uśrednieniu, wykorzystuje się do uproszczonego modelu procesu spalania. Natomiast starannie przeprowadzony bilans cieplny i analiza otrzymanych charakterystyk umożliwi wybranie takiego punktu pomiarowego, aby zainstalowana w nim sonda mierzyła przepływ ciepła reprezentujący średni lokalny dla całej komory przepływ ciepła. Postępowanie takie znacznie upraszcza dalsze badania.

4. WARUNKI PRZEPROWADZANIA POMIARÓW

Maksymalna wartość strumienia ciepła i jego położenie względem ZPP uzależniona jest od miejsca przeprowadzenia pomiaru. Alkidas [1] mierząc rozkład temperatur w kilku punktach komory spalania (rys. 4) stwierdził, że wzrost strumienia ciepła uzależniony jest od momentu dotarcia do niego frontu płomienia (rys. 5). Te miejsca pomiarowe, do których front płomienia dotarł wcześniej, wcześniej też wykazały wzrost strumienia ciepła. Maksymalna wartość strumienia ciepła uzależniona jest również od czasu stykania się ze spalinami. Te miejsca, które dłużej stykały się ze spalinami, wykazały większą wartość strumienia ciepła. Wzrost ten, jak wiadomo,

spowodowany był również osiągnięciem wyższych temperatur przez wcześniej spalone gazy.

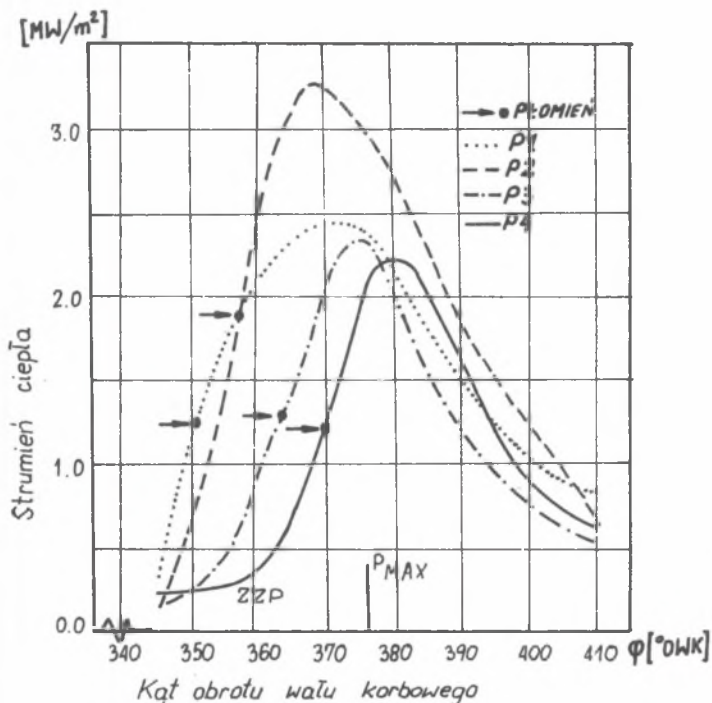


Rys. 4. Lokalizacja termopar w pracy [1]

Fig. 4. Thermocouple location in the work [1]

Silny wpływ miejsca pomiarowego na przebieg i wielkość strumienia ciepła zaobserwował w swoich badaniach również Wochni [5]. W przeprowadzonych przez niego eksperymentach wyraźnie daje się zauważyć rozprzestrzenianie się płomienia. Na rys. 6 przedstawiono zarejestrowany przez niego nagły wzrost temperatury ścianki, występujący tym później, im dalej od świecy zapłonowej znajdowała się termopara (rys. 7). Natomiast w przypadku braku spalania przypadek taki występuje podczas napędzenia silnika rozrusznikiem. Wzrost strumienia przekazywanego ciepła jest

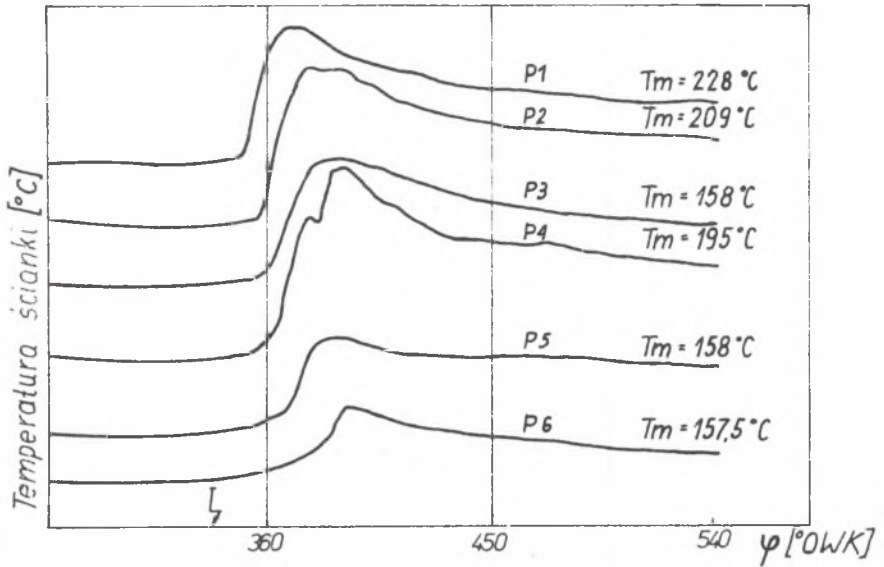
różny co do wielkości w zależności od miejsca, w którym został dokonany pomiar, ale maksymalna jego wartość występuje prawie równocześnie we wszystkich punktach pomiarowych rys. 8. Przeprowadzony eksperyment potwierdził decydujący wpływ temperatury spalin oraz czasu stykania się ich z powierzchnią komory spalania na wielkość przekazywanego do ścianek strumienia ciepła.



Rys. 5. Zmiany strumienia ciepła obliczone na podstawie zarejestrowanych temperatur w czterech miejscach pomiarowych $n = 2000$ obr/min, kąt wyprzedzenia zapłonu 29° przed ZPP

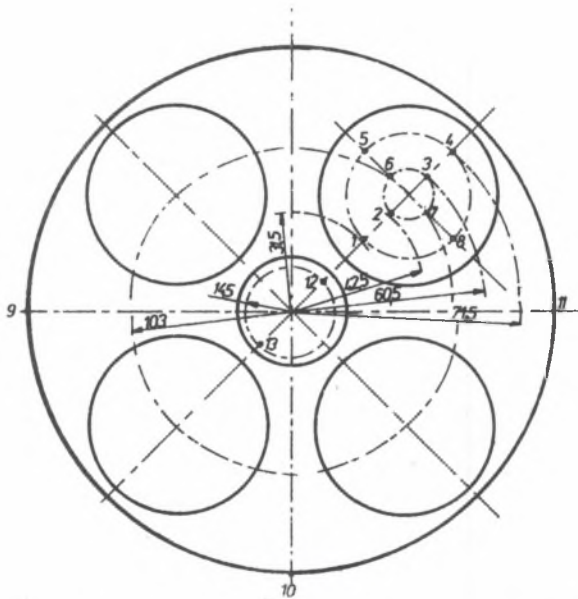
Fig. 5. Change of heat flux calculated on the basis of temperatures recorded in four measuring points $n = 2000$ rpm, ignition advance angle 29° before the outer dead centre

Pomiar chwilowych temperatur bardzo komplikuje zmiany szybkości rozprzestrzeniania się płomienia występujące pomiędzy cyklami. Dlatego decydując się na wybór miejsca pomiarowego należy ustalić jego czułość na zmiany międzycykłowe jego pracy. Np. w czasie badań [2] okazało się, że wraz ze wzrostem odległości punktu pomiarowego od świecy zapłonowej wzrasta nasilenie niepowtarzalności kolejnych obiegów pracy. Najlepiej potwierdziły ten fakt pomiary temperatur przeprowadzone w dwóch różnie oddalonych od świecy zapłonowej miejscach komory spalania rys. 9 i 10.



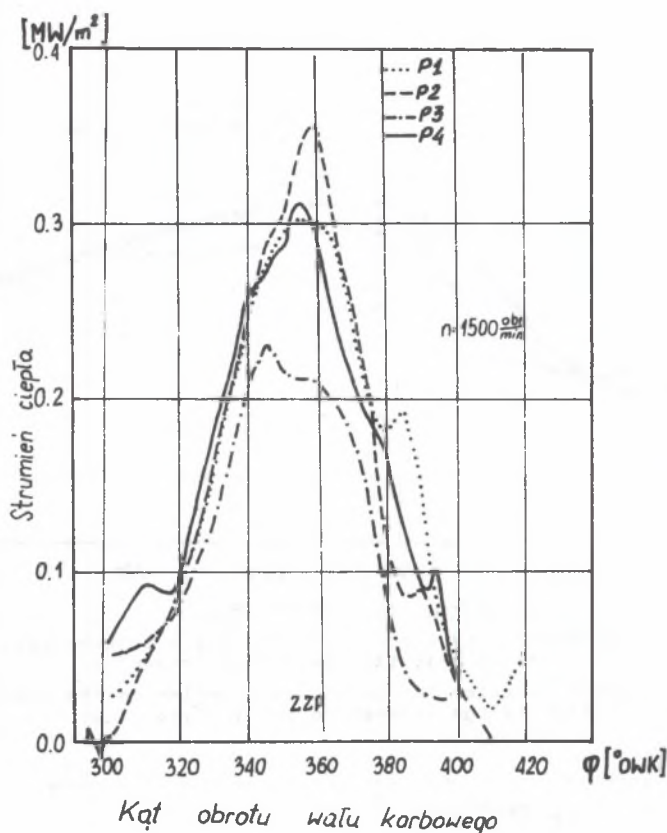
Rys. 6. Przebieg zmian temperatury ścianki w miejscach pomiarowych przedstawiony na rys. 7

Fig. 6. Function of wall temperature changes in the measuring points shown in Fig. 7



Rys. 7. Usytuowanie miejsc pomiarowych w pracy [5]

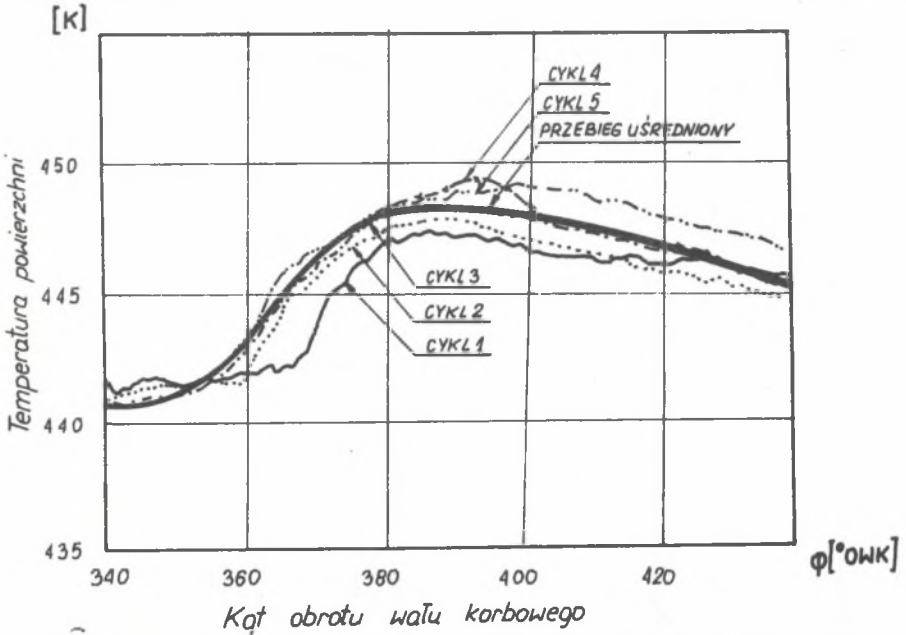
Fig. 7. Location of measuring points in the work [5]



Rys. 8. Przebieg strumienia ciepła zmierzonego w czterech punktach pomiarowych dla silnika napędzanego rozrusznikiem

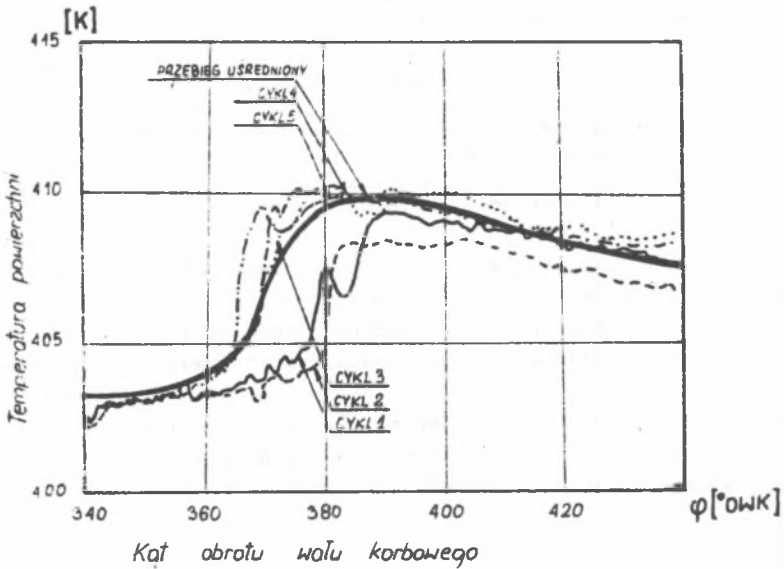
Fig. 8. Function of the heat flux measured in four measuring points for the engine driven with a starter

Problemem, który zawsze powstaje przy obliczeniu przepływu ciepła, jest wpływ sadzy. Jak wiadomo, te miejsca komory spalania, które nie są pokryte nagarem, wykazują większy przepływ ciepła do ścianki. Aby zbadać, w jakim zakresie strumień ciepła zmienia się w zależności od stopnia pokrycia sadzy, co godzinę mierzono [3] lokalny strumień ciepła w silniku diesla pracującym pod pełnym obciążeniem. Wyniki badań przedstawiono na rys. 11. Jak widać, strumień ciepła ustala się po pewnym czasie i w okresie, gdy jest potrzebny do przeprowadzenia pomiarów, pozostaje na stałym poziomie.



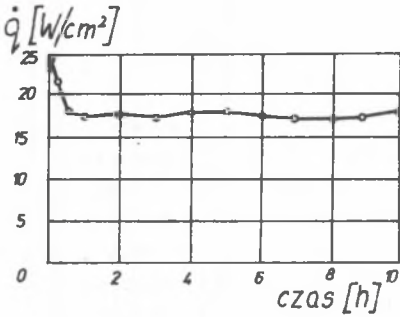
Rys. 9. Przebieg temperatury dla kolejnych cykli w punkcie pomiarowym leżącym najbliższej świecy zapłonowej

Fig. 9. Temperature function for consecutive cycles in the measuring point which is the nearest to the ignition plug



Rys. 10. Przebieg temperatury dla kolejnych cykli w punkcie pomiarowym leżącym najdalej od świecy zapłonowej

Fig. 10. Temperature function for consecutive cycles in the measuring point which is the furthest from the ignition plug

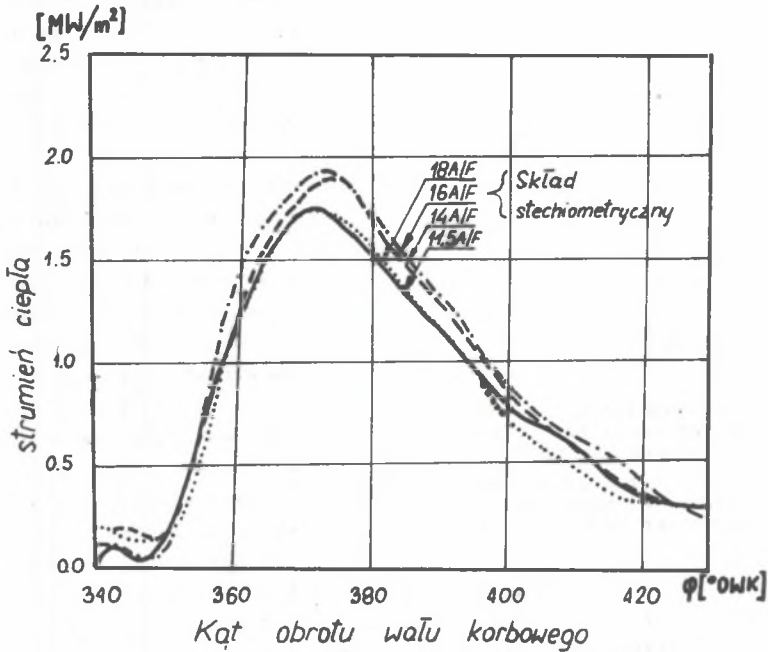


Rys. 11. Wpływ nalotów sadzy na wielkość strumienia ciepła przejmowanego przez czujnik rejestrowany w ciągu 10 godzin nieprzerwanej pracy silnika

Fig. 11. Effect of the deposit of black on the magnitude of the heat flux taken up by a detector, recorded during 10 hours of non-stop running of the engine

5. WPŁYW PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH

Wpływ ilości powietrza doprowadzonego do paliwa na wielkość przebiegu strumienia ciepła przedstawił na rys. 12.

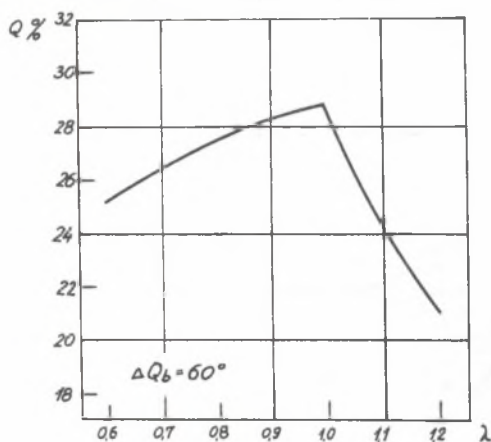


Rys. 12. Wpływ wartości stosunku powietrza do paliwa na przebieg strumienia ciepła

Fig. 12. Effect of the air/fuel ratio value on the heat flux function

Z badań przeprowadzonych przy stosunkowo szerokim przedziale zmian wartości stosunku A/F od 18 do 11,5 wynika, że na przebieg strumienia ciepła nie ma on wielkiego wpływu. Okazało się, że maksimum poziomu strumienia ciepła wystąpiło przy stechiometrycznym składzie (w tym przypadku 15,58), natomiast zmniejszało się dla mieszanek bogatszych i uboższych. Jak wiadomo, spowodowane to było podobnymi zmianami temperatury. Wprawdzie największa temperatura powinna wystąpić dla mieszanki nieco wzbogaconej, jednak może ze względu na występujące wtedy dysocjacje wzrostu temperatury spalin, mimo że znaczny, nie był wtedy dominujący w całym zakresie i dlatego odpowiadający składowi wzbogaconemu ($A/F = 14$) strumień ciepła odprowadzanego do ścianki jest również duży, chociaż jego maksimum leży poniżej maksymalnej wartości strumienia odpowiadającego składowi stechiometrycznemu.

Podobne wyniki uzyskał w swoich badaniach Watts [4]. Otrzymane przez niego zależności wpływu współczynnika nadmiaru powietrza λ na wartość strat ciepła oddawanego do ścianek cylindra przedstawiono na rys. 13.



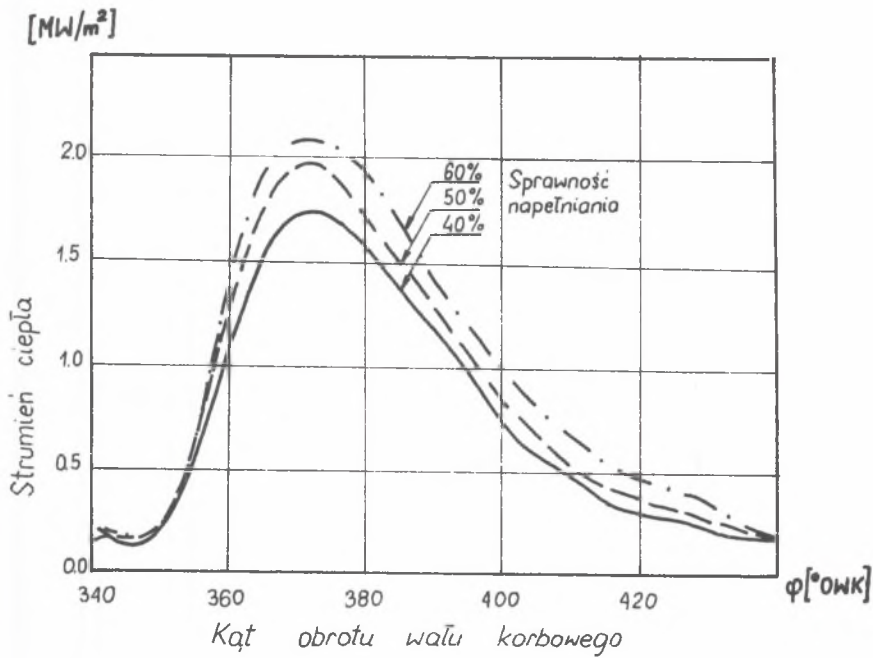
Rys. 13. Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza na wartość strat ciepła do ścianek komory spalania

Fig. 13. Effect of the excess air number on the amount of heat losses into the combustion chamber walls

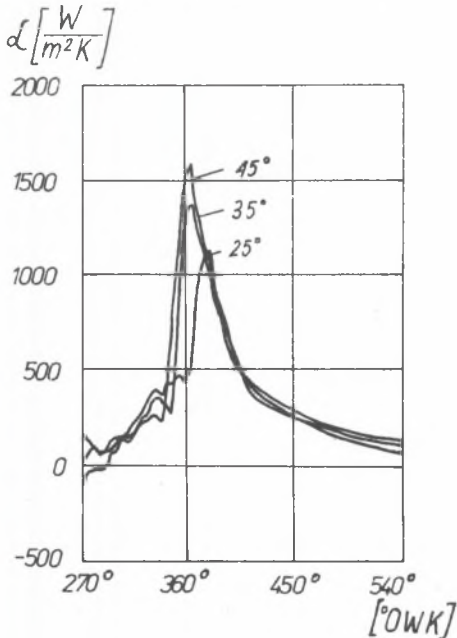
Natomiast na rys. 14 przedstawiono wpływ sprawności napełniania na przebieg chwilowego strumienia ciepła. Jak widać, strumień ciepła zwiększając się wraz ze wzrostem sprawności napełniania z 40% do 60% spowodował 19% wzrost wartości strumienia. Wzrost wartości strumienia ciepła przejmowanego przez ściankę wraz ze wzrostem sprawności napełniania spowodowany jest wzrostem wartości konwekcyjnej współczynnika wnikania ciepła, który zwiększa się na skutek wzrostu gęstości gazu.

Na rys. 15 przedstawiono przebieg wartości średniego współczynnika przejmowania ciepła zarejestrowanego w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu. Choć odosobnione pojedyncze

skutki wystąpiły już dla kąta wyprzedzenia zapłonu 35° przed ZP, a dla kąta wyprzedzenia zapłonu równego 40° przed ZP stwierdzono regularne stuki, to charakterystyczny jest fakt, że nie stwierdzono żadnego nadmiernego wzrostu średniego współczynnika przejmowania ciepła, w przeciwieństwie do wartości spotykanych w literaturze.

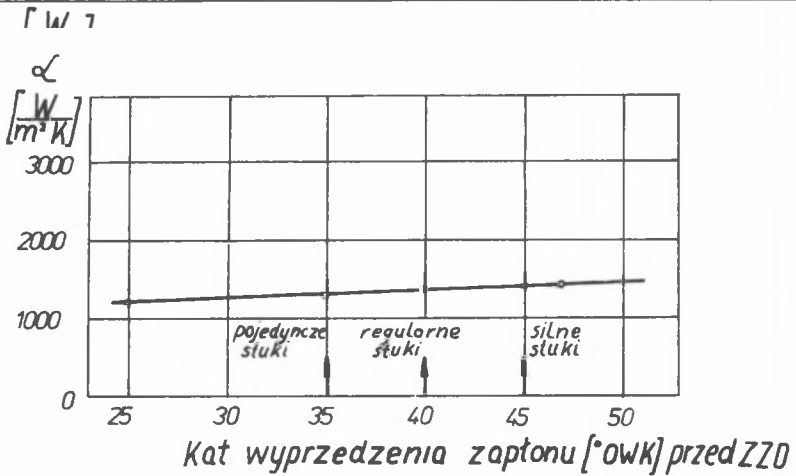


Rys. 14. Wpływ sprawności napełniania na przebieg strumienia ciepła
 Fig. 14. Effect of the volumetric efficiency on the heat flux function



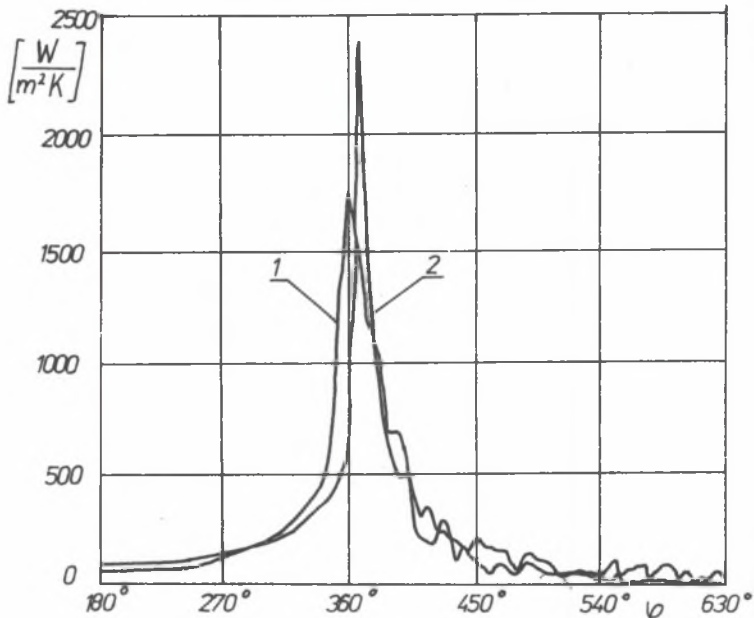
Rys. 15. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg współczynnika przyjmowania ciepła

Fig. 15. Effect of the ignition advance angle on the surface film conductance



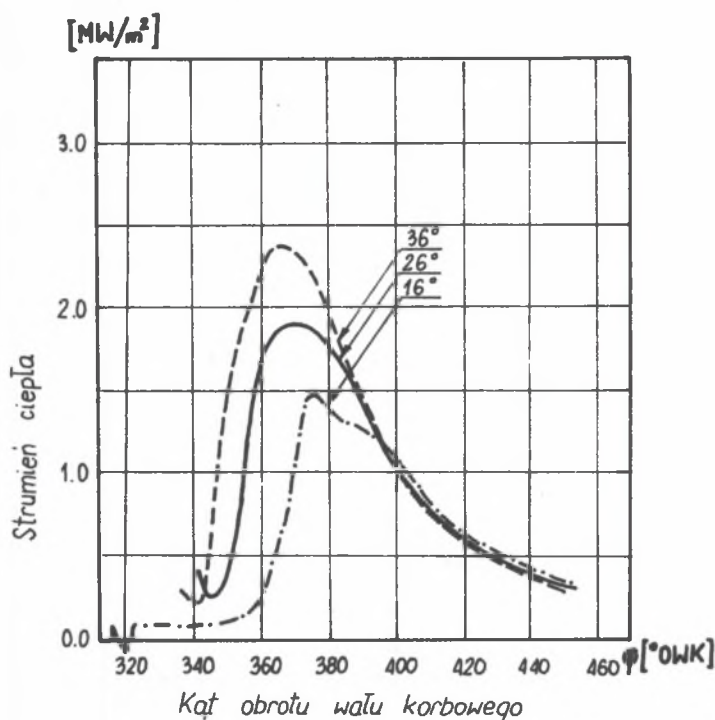
Rys. 16. Maksymalna wartość współczynnika przejmowania ciepła w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu

Fig. 16. Maximum value of the surface film conductance as a function of the ignition advance angle



Rys. 17. Przebieg lokalnego współczynnika przejmowania ciepła w czasie pracy silnika z regularnym silnym stukiem (60° kąt wyprzedzenia zapłonu) zarejestrowany w pobliżu świecy zapłonowej (1) oraz w strefie objętej silnym spalaniem stukowym (2)

Fig. 17. Function of the local surface film during the engine running with a regular strong knocking (60° ignition advance angle) recorded in the proximity of the ignition plug (1) and in the zone covered by strong knocking combustion (2)

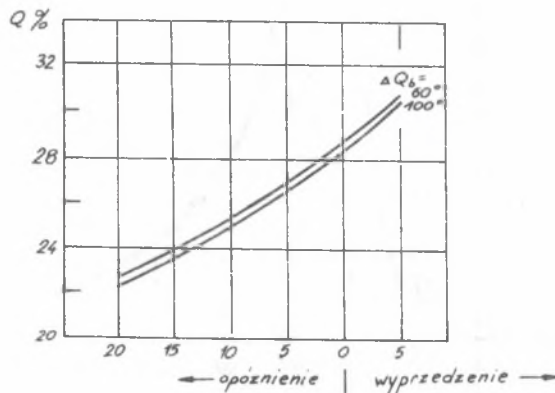


Rys. 18. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg strumienia ciepła
n=1500 obr/min

Fig. 18. Effect of the ignition advance angle on the heat flux function
n=1500 rpm

Przeprowadzone w pracy [5] badanie wykazały, że wzrost przejmowania ciepła przy spalaniu stukowym ogranicza się tylko do lokalnie wąskiego odcinka w strefie samozapłonu gazów końcowych i te lokalne miejsca są tak ograniczone, że nie mają wpływu na średni współczynnik przejmowania ciepła. Na rys. 17 pokazano lokalny współczynnik przejmowania ciepła zarejestrowany w dwóch różnie oddalonych od świecy zapłonowej miejscach komory spalania przy pracy silnika silnie stukowej (kąt wyprzedzenia zapłonu wynosił 60° przed ZP). Z rysunku wynika, że współczynnik przejmowania ciepła jest zdecydowanie większy, ale widocznie nie wpływa silnie na wartość średnią. Natomiast na rys. 18 przedstawiono wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg strumienia ciepła zarejestrowany w pracy [2]. Zwiększenie wyprzedzenia zapłonu o 10° powoduje wcześniejsze i intensywniejsze odprowadzanie strumienia ciepła w stosunku do zapłonu normalnego, przeciwnie niż opóźnienie. Natomiast charakterystyczne jest to, że w końcowej fazie procesu spalania przed otwarciem zaworu wydechowego wpływ ten jest pomijalnie mały i wszystkie strumienie posiadają tę samą wartość.

Wpływ kąta ustawienia zapłonu na wartość całkowitych strat ciepła do ścianek komory spalania wyznaczonych podczas badań [4] przedstawiono na rys. 19. Badania przeprowadzono przy dwóch różnych czasach spalania. Wynika z nich, że opóźnienie zapłonu zmniejsza znacznie ilość traconego do ścianek komory spalania ciepła. Spowodowane to jest zmniejszeniem maksymalnej temperatury czynnika roboczego. Zależność tę potwierdziło nieznaczne wydłużenie czasu spalania, które jak wiadomo, przebiega wtedy przy niższych temperaturach maksymalnych i mimo że trwa dłużej w sumie zmniejsza straty ciepła, przynajmniej w zakresie przyjętym w przeprowadzanych badaniach.

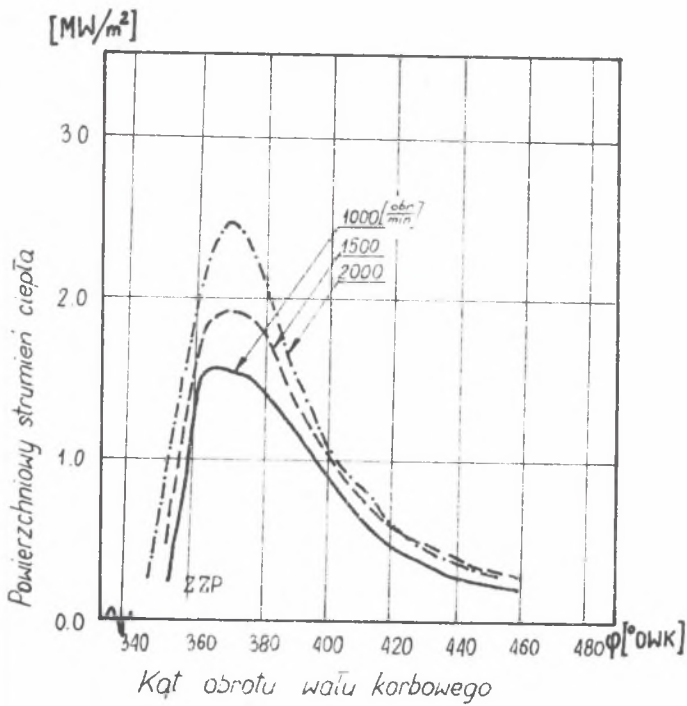


Rys. 19. Wpływ kąta ustawienia zapłonu na wielkość całkowitych strat ciepła do ścianek komory spalania obliczonych przy dwóch różnych czasach spalania (0° - ustawienie zalecane przez producenta)

Fig. 19. Effect of the ignition setting angle on the magnitude of total heat losses into the combustion chamber walls calculated at two different times of combustion (0° - setting recommended by the producer)

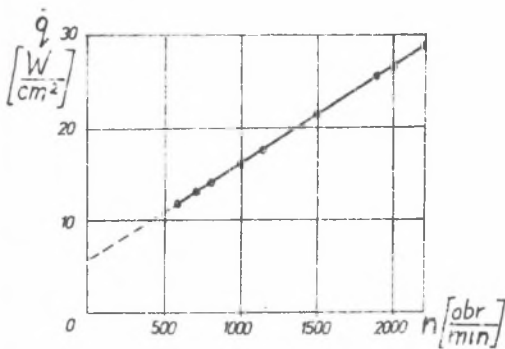
Wpływ prędkości obrotowej silnika na przebieg wielkości strumienia ciepła dla trzech różnych prędkości pokazano na rys. 20. Wynika z niego, że wielkość strumienia ciepła w analizowanym zakresie prędkości zwiększa się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, przy czym wzrost ten jest największy w czasie procesu spalania. W pozostałych procesach jest on mało widoczny.

Wpływ prędkości obrotowej na wielkość strumienia ciepła badał również Hohenberg [3]. Otrzymana przez niego zależność (rys. 21) sugeruje liniowy związek. Natomiast linia przerywana wykazuje, że przy prędkości obrotowej wału korbowego równej zero wartości strumienia ciepła wynosi około 5 W/cm² i jest to wielkość spowodowana promieniowaniem i konwekcją pochodzącą ze spalania laminarnego. Natomiast wzrost wartości strumienia ciepła w miarę wzrostu prędkości obrotowej spowodowany jest wzrostem wymuszonego przepływu ośrodka gazowego w pobliżu ścianek.



Rys. 20. Wpływ prędkości obrotowej silnika na przebieg strumienia ciepła

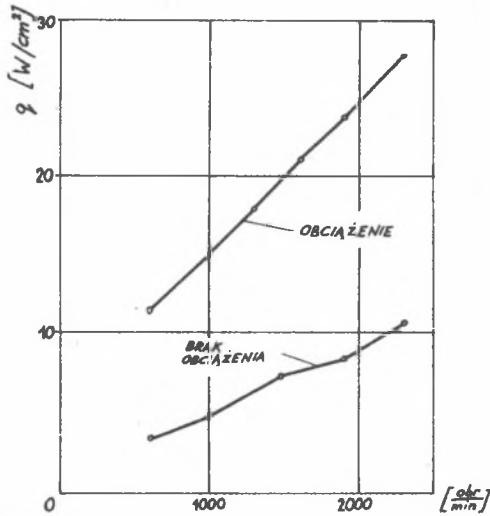
Fig. 20. Effect of the engine speed on the heat flux function



Rys. 21. Wpływ prędkości obrotowej na wielkość strumienia ciepła

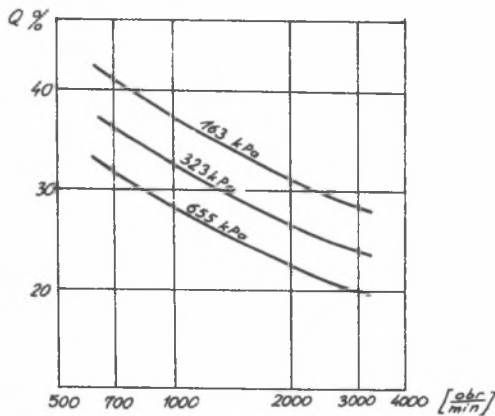
Fig. 21. Effect of the rotational speed on the magnitude of the heat flux

Natomiast wpływ obciążenia na wielkość strumienia ciepła w funkcji prędkości obrotowej otrzymany przez Hohenberga przedstawiono na rys. 22. Wynika z niego, że wzrost obciążenia silnika silnie zwiększa wielkość strat ciepła.



Rys. 22. Wpływ obciążenia na wielkość strumienia ciepła w funkcji prędkości obrotowej silnika

Fig. 22. Effect of the load on the heat flux magnitude as a function of the engine speed



Rys. 23. Wpływ prędkości obrotowej i obciążenia silnika na straty ciepła do ścian komory spalania

Fig. 23. Effect of the engine speed and load on the heat losses into the combustion chamber

Ciekawie wpływ prędkości obrotowej i obciążenia silnika na względne straty ciepła zarejestrował Heywood [4] (rys. 23). Wynika z niego, że ciepło oddawane przez czynnik roboczy do ścianek komory spalania waha się od 15% wartości opałowej paliwa w warunkach, które wymagają maksymalnego uchylecia przepustnicy i dużej prędkości wału korbowego do 50% przy pracy z małym obciążeniem i małą prędkością obrotową.

6. ZAKOŃCZENIE

Przeprowadzona analiza wykazała istotny wpływ warunków eksploatacji na charakter przebiegu i wielkość strumienia ciepła. Dlatego w czasie matematycznego modelowania procesu spalania bezkrytyczne stosowanie zależności empiryczno-analitycznych uwzględniających jako parametry zmienne jedynie ciśnienie, temperaturę i prędkość obrotową wału korbowego jako funkcję prędkości przepływu czynnika roboczego mogą spowodować pewien błąd.

Dodatkowo przy doborze wielkości stałych występujących w zależnościach określających współczynnik wnikania ciepła należałoby uwzględnić nie tylko związki, jakie zachodzą pomiędzy parametrami konstrukcyjnymi, ale również związki, jakie zachodzą pomiędzy parametrami eksploatacyjnymi.

I tak wzrost prędkości obrotowej i kąta wyprzedzenia zapłonu powoduje wzrost wartości strumienia oddawanego ciepła. Szczególnie wyraźnie wzrost ten jest widoczny w początkowym okresie spalania.

Zmiany stosunku A/F nie mają dużego wpływu na wartość chwilowego strumienia ciepła. Maksimum strumienia wystąpiło w pobliżu składu stechiometrycznego. Natomiast po bogatszej stronie mieszanki nastąpiło wolniejsze jego zmniejszanie.

Zwiększenie sprawności napełniania z 40 do 60% wywołało wzrost czynnika wnikania, który zwiększa się wraz ze wzrostem gęstości. Duży wpływ na wielkość traconego ciepła ma również obciążenie silnika.

Dodatkowo wyznaczając w czasie badań średni współczynnik przejmowania ciepła określany na podstawie jego lokalnych wartości zarejestrowanych w różnych miejscach pomiarowych przy zmieniających się warunkach eksploatacji, należy przeprowadzić bardzo wnikliwie jego uśrednianie, uwzględniając wpływ warunków pomiarowych.

Ponieważ do określania przepływu ciepła w modelu zerowymiarowym potrzebna jest metoda precyzyjna, ale nie nadmiernie skomplikowana, to jednak mimo że przedstawiony w pracy wpływ warunków eksploatacji na wielkość traconego do ścianek komory spalania ciepła jest istotny, to takie parametry czynnika roboczego jak jego temperatura, ciśnienia i prędkość przepływu, przy znanej powierzchni i temperaturze ścianki komory, wystarczają do określenia strat ciepła.

LITERATURA

- [1] Alkidas A.: Heat Transfer Characteristics of a Spark-Ignition Engine, Journal of Heat Transfer, May 1980.
- [2] Alkidas A., Myers J.: Transient Heat-Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark-Ignition Engine, Journal of Heat Transfer 1982, nr 2.
- [3] Hohenberg G.F.: Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations
- [4] Wotts P., Heywood J.: Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark-Ignition Engine Operation SAE 800289.
- [5] Woschni G., Fieder J.: Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor MTZ, 1982, nr 2.

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ВЕЛИЧИНУ
ПОТОКА ТЕПЛА ПЕРЕДАВАЕМОГО ОТ СТЕНОК
КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Резюме

В статье, после короткого представления основных зависимостей касающихся теории расчета и методов измерения, применяемых в настоящее время для двигателей внутреннего сгорания для измерения величины потока тепла отдаваемого рабочей средой от стенок камеры сгорания, оговорены те вопросы, которые решают о точности результатов и которые должны учитываться во время исследования.

Далее представлено влияние типовых условий эксплуатации двигателя с искровым зажиганием на протекание мгновенного потока тепла и связанного с ним коэффициента восприятия тепла. Это является необходимым для точной симуляции воспринимаемого стенками тепла, что в свою очередь является начальным этапом для более-менее правильного формулирования модели процесса сгорания размерностью ноль.

И так оговорены влияние коэффициента избытка воздуха, угла заполнения угла опережения зажигания, вращающей скорости и нагрузки двигателя на стоимость потерь тепла проходящего от стенок камеры сгорания.

EFFECT OF OPERATING CONDITIONS
ON THE MAGNITUDE OF THE HEAT FLUX
TRANSFERRED TO COMBUSTION CHAMBER WALLS

S u m m a r y

The problems that determine accuracy of results and that should be taken into account during research have been discussed in the paper after a short presentation of basic dependences concerning theory of calculations and measuring methods which are mostly used (at present) in internal combustion engines for measuring the value of the heat flux collected by the combustion chamber walls from working medium.

Then the effect of standard operating conditions of a spark ignition engine on the function of instantaneous heat flux and the surface film conductance related to it which is necessary to carry out a possibly accurate simulation of the heat collected by the walls has been presented; this in turn makes an initial stage of quite correct formulation of a zerodimensional model of combustion process.

Hence the effect of the excess air number volumetric efficiency, ignition advance angle, rotational speed and engine load on the value of losses of the heat being transferred to the combustion chamber walls has been discussed.