

Mieczysław Reiman

Instytut Transportu i Komunikacji

WSPÓLZESNE POGLĄDY NA PRZYDATNOŚĆ ANALIZY PROCESU SPALANIA DLA DIAGNOSTYKI SILNIKÓW Z ZAPŁONEM ISKROWYM

Streszczenie. Rozpatrująco możliwości zastosowania współczesnej aparatury pomiarowej dla wyznaczenia porównawczych wykresów rzeczywistych silników, pracujących według obiegów Otto, artykuł przedstawia koncepcje przeprowadzania ich analizy w aspekcie przydatności dla badań i diagnostyki.

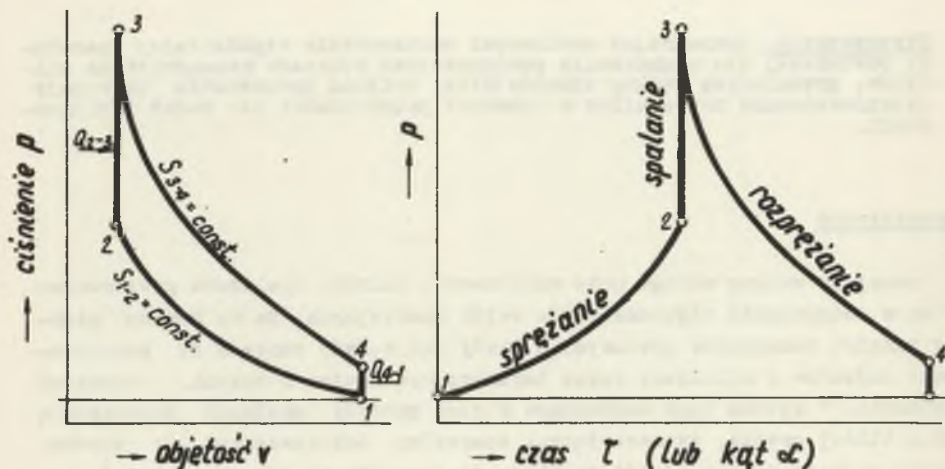
Wprowadzenie

Pracujące według obiegu Otto współczesne silniki spalinowe przeznaczone są w decydującej większości dla oelów trakcyjnych. Są to bowiem głównie silniki samochodów osobowych, a stały ich rozwój zmierza do konstruowania pojazdów z silnikami coraz bardziej wysilanymi o dużych stopniach sprężania. W wyniku tego zachodzące w nich procesy spalania przebiegają coraz bliżej granic, wyznaczających anormalny ich charakter, co zarówno zmusza twórców nowych wersji silników do troskliwego doboru czynników konstrukcyjnych, jak też czyni analizę parametrów, określających te procesy, bardziej niż kiedykolwiek dotychczas istotnym źródłem kontroli pracy konstruowanych i eksploatowanych silników. Nowoczesne metody diagnostyki silników są też oparte na analizie procesu spalania i poszczególnych przemian obiegu w tak znacznym stopniu, że dalszy ich rozwój wymaga wprowadzenia coraz nowszych koncepcji.

Wykresy obiegów

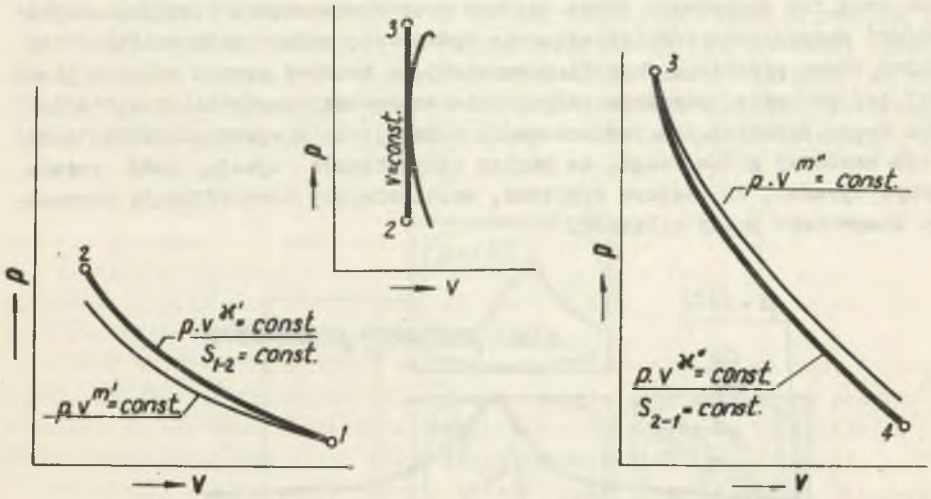
Podstawą dla wyznaczania parametrów, określających pracę rzeczywistego silnika z zapłonem iskrowym, jest zazwyczaj i najczęściej teoretyczny obieg Otto, przedstawiany jako zamknięty w układzie p, v – czyli tzw. wykres pracy – lub też wykresy rozwinięte w układzie czasowym $p = f(t)$, względnie w funkcji kąta obrotu wykorbienia $p = f(\alpha)$. Przypominając je na rys. 1 należałoby dodać, że założeniem ich jest adiabaticzne sprężanie i rozprężanie w przemianach izentropowych, a doprowadzanie ciepła odbywa się w czasie spalania izochorycznego. Zdejmowane wykresy indykatorowe badanych silników pozwalają natomiast ustalić ich charakterystyczne właściwości w oparciu o rzeczywiste przemiany politropowe, co jednak w konsekwencji stwa-

rza konieczność śmudnego wyliczenia wykładnika politropy n , różnego od wykładnika porównawczej adiabaty κ w niewielkim nieraz zakresie, czyli logarytmowania lub różniczkowania funkcji $p = \frac{1}{V^n}$ tak dla określenia prędkości narastania ciśnienia przy sprężaniu, jak i dla rozprężania. Przemiany te zobrazowano na rys. 2. Analiza rzeczywistych bowiem cykli - por. rys. 3 - polega głównie na określaniu wymiernych różnic z obiegiem teoretycznym tak w klasycznym układzie wykresu zamkniętego, jak też - z uwagi na dogodność w praktyce pomiarowej - częste sporządzanych wykresów rozwiniętych.

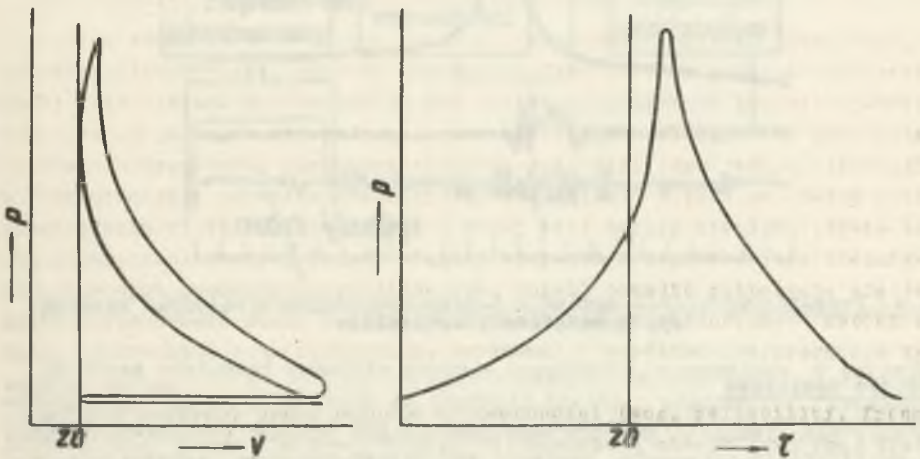


Rys. 1. Teoretyczne wykresy obiegu Otto

Współczesna technika pomiarowa dysponuje urządzeniami samoczynnie rejestrującymi oraz szybkością aparaturą liczącą, lecz wybór właściwej koncepcji zależy od rodzaju i celu badań. Tak też badania właściwości przeciwstukowych paliw, przeprowadzane w laboratoryjnych silnikach CFR lub BASF (8) nie odzwierciedlają charakterystyk przeciwstukowych silników szybkoobrotowych, gdyż nie można ich transponować lub adaptować na próby z silnikami trakcyjnymi, podobnie jak nie nadają się do tych badań podstawowe elementy indykatorów mechanicznych. Przy badaniach zaś użytkowych silników wielocylindrowych drugorzędą sprawą okazuje się pomiar wielkości natężenia anomalii procesu spalania, natomiast decydującym jest uchwycenie granicznych parametrów, towarzyszących pracy oraz nastawów silników dla początku tych zjawisk. Ponieważ warunki pracy i obciążenia współczesnych silników znajdują się - jak już wyżej wspomniano - w bezpośrednim pobliżu tych granic, wymagana zatem okazuje się wysoka oszczędność urządzeń pomiarowych, którą może zapewnić jedynie aparatura elektroniczna.

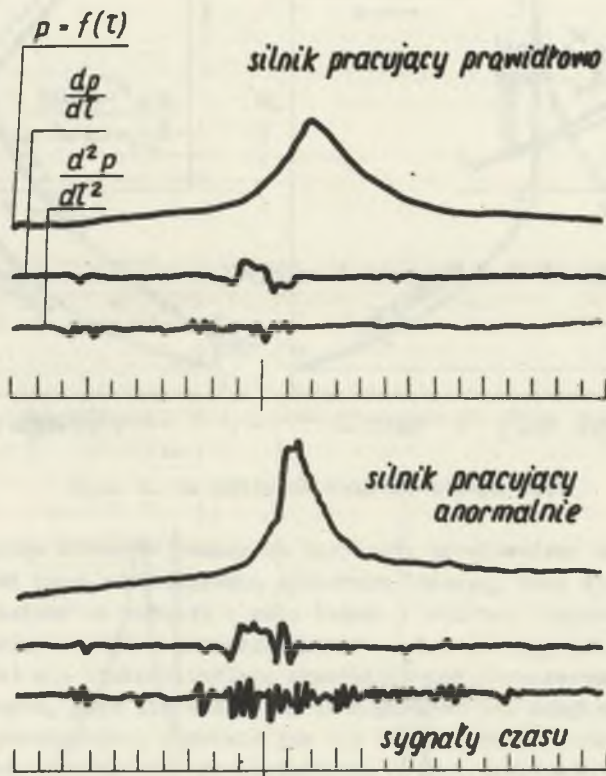


Rys. 2. Schemat teoretycznych i rzeczywistych przemian obiegu



Rys. 3. Przykłady wykresów indykatorowych

Zaozerpnięte z relacji badawczego laboratorium samochodowych zakładów Daimler-Benz (7) i przedstawione na rys. 4 wykresy ciśnień jako funkcji czasu oraz ich pochodnych można uzyskać przy zastosowaniu elektronicznych urządzeń samooszczędnie różniczkujących: wydaje się godne podkreślenia, że podobny obraz przebiegu funkcji pierwotnej, a także w pewnym stopniu pierwszej jej pochodnej utrudnia rozpoznanie anormalnej pracy silnika, a dopiero druga pochodna już jednoznacznie wskazuje te nieprawidłowości. Jest to tym bardziej godne uwagi, że zapisy indykatorowe bywają dość częste niezbyt wyraźne, co zaciemnia symptomy, umożliwiające identyfikację anormalnego charakteru pracy silników.

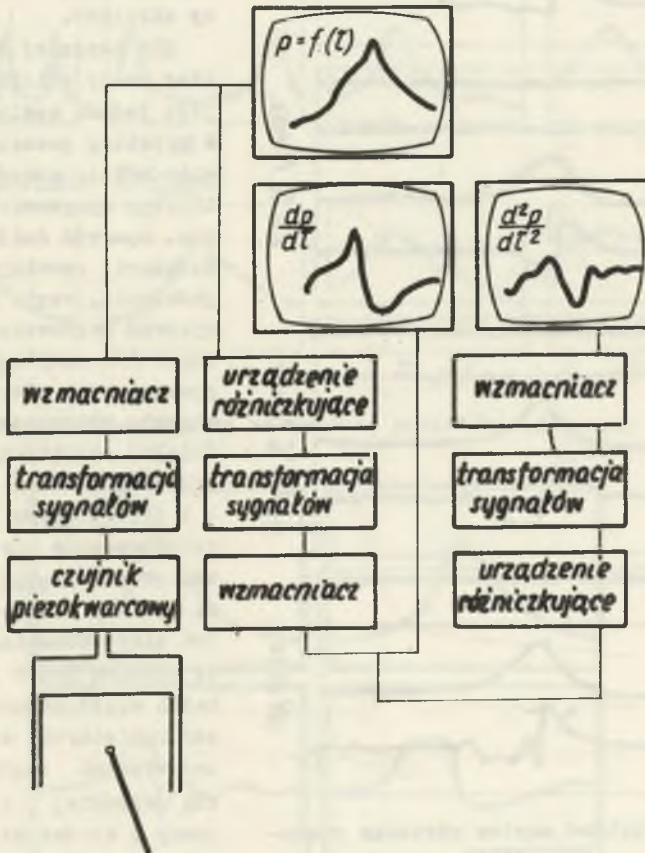


Rys. 4. Przebieg ciśnienia spalania i jego pochodnych w silniku pracującym prawidłowo i anormalnie

Aparatura pomiarowa

Urządzenia tego typu są dość kosztowne, a ich obsługa wymaga odpowiednich kwalifikacji personelu. Znalazły one jednak szerokie zastosowanie we współczesnej technice pomiarowej dzięki możliwości do osiągnięcia niespotykanej w innych przypadkach dokładności i jednoznaczności diagnozy. Jako

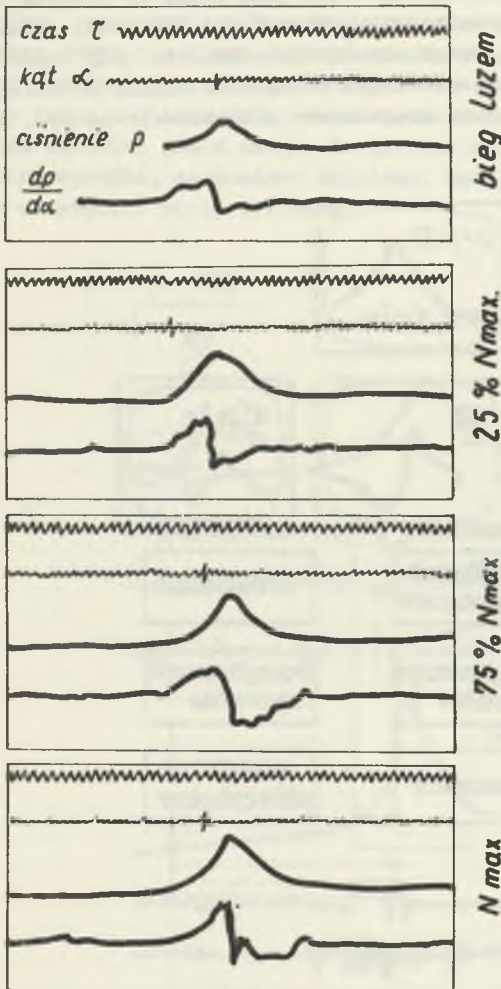
przykład mogą posłużyć oytowane przez Schulza (6) wyniki badań przy użyciu aparatury, wyposażonej w piezokwarcowe ozujniki, których własności transformowane są na efekty fotoelektryczne. Jakkolwiek i ta aparatura - której blokowy schemat przedstawia rys. 5 - nie jest wolna od pewnych niedogodności, wynikających z nie omawianych tu bliżej (8) zakłóceń, możliwe jest z jej pomocą badanie prędkości narastania ciśnienia przy zmianie obciążenia silników, co pozwala na ustalenie zależności między poszczególnymi warunkami pracy silnika, jak to przykładowo zilustrowano na rys. 6.



Rys. 5. Schemat piezokwarcowego miernika samoczynnie różniczkującego

Na nieco odmienniej zasadzie pracują urządzenia, wyposażone w ozujniki elektromagnetyczne (7), które są bardziej trwałe i odporne na działanie wilgoci i zanieczyszczeń, lecz zakres ich stosowania ograniczony jest do mniejszej częstotliwości drgań (rzędu 2,5 kHz) z powodu istnienia pewnej własnej oporności. Wymaga to dość uciążliwego strojenia aparatury dla każ-

dego pomiaru, pomimo to są one jednak dość często używane szczególnie do badań diagnostycznych dla celów eksploatacyjnych, gdyż umożliwiają wykrywanie początku spalania stukowego z jednoczesną możliwością dokonywania regulacji silnika na nastawy, pozwalające na jego pracę bezstukową. Znane są one w samochodowych stacjach diagnostycznych pod niezbyt ścisłą nazwą analizatorów pracy silników.



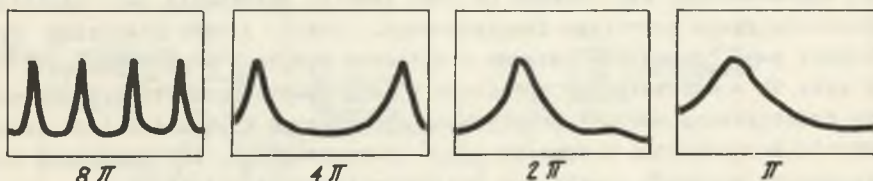
Rys. 6. Przykład zapisu miernika piezokwarowego

jest wprowadzenie samoczynnego rozszerzenia podziałki czasowej, jak tzw. opóźnienia Triggera (8), - rys. 7b - bezpośrednio po przekroczeniu progowej wartości nastawnej dla prędkości narastania ciśnienia lub w przypadku zaistnienia nieciągłości przebiegu funkcji $p = f(\tau)$, jak to ma miejsce w chwili powstawania zaburzeń procesu spalania. Podobne szczegóły można odszukać n.in. w relacjach z SAE (4) z prób laboratoryjnych silników CFR -

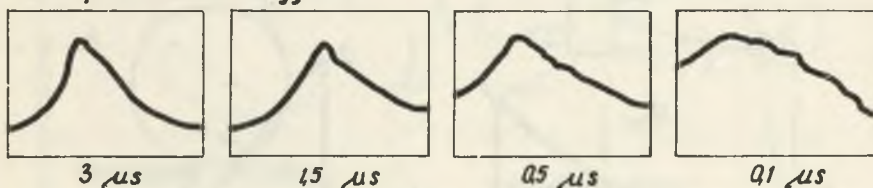
Dla bardziej dokładnej analizy pracy silników potrzebna jest jednak możliwość wnikania w przebieg poszczególnych przemian cykli, szczególnie zaś politropy sprężania i rozprężania. Spośród dość licznych publikacji, omawiających te zagadnienia, warto pokrótce za cytować zestawione przez Brookhousa (3) osylogramy, których sporządzanie ułatwia elektronicznie sterowana regulacja podziałki odciętych, odtwarzając przebieg ciśnień - por. rys. 7a - i dzięki czemu dostępne jest rejestrowanie niewielkich nawet różnic między poszczególnymi cyklami dla ustalenia rytmu ich niepowtarzalności, a jest to problem nader istotny dla badań współczesnych silników szybkoobrotowych, od których z oczywistych względów wymaga się wysokiej równomierności pracy i wyrównoważenia. Koncepcją rozwojową tej aparatury

ASTM, a pochodzący z tych badań przykład zapisu osylografu – rys. 8a – uwidoczni przebieg ciśnień w komorze spalania silnika, pracującego ze stukiem; pierwsza pochodna tego zapisu (rys. 8b) wykazuje charakterystyczne przegięcia w odróżnieniu od spalania prawidłowego (rys. 8c) z niezachwianym narastaniem ciśnienia aż do ekstremalnej jego wartości i bardziej spokojnym przebiegiem rozprężania.

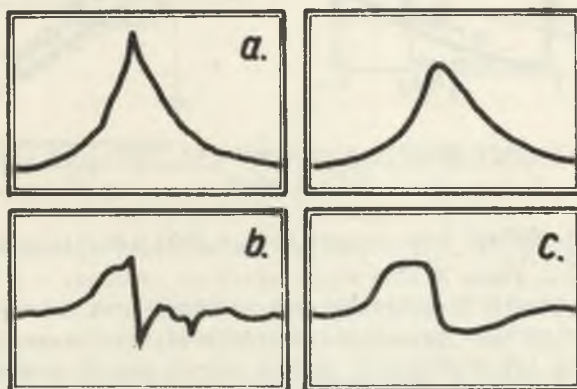
a. Wycinki kątowe



b. Opóźnienie Triggera



Rys. 7. Osylogramy ze zmienną podziałką odciętych

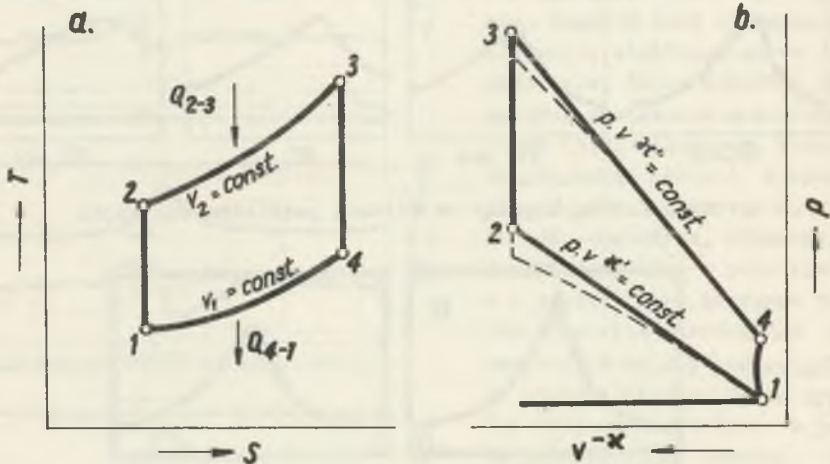


Rys. 8. Osylogramy ciśnień i ich pochodnych

Osylogramy odwrócone

Przytoczone wyżej w dużym skrócie przykłady stosowania nowoczesnej aparatury pomiarowej wydają się wskazywać na możliwość przeprowadzania dość wnikliwej analizy cykli pracy silników, lecz jednocześnie prowadzą niewąt-

pliwie do stwierdzenia, że połączone jest to z poważnymi niedogodnościami. Są one wynikiem skomplikowanej budowy tej aparatury, co wpływa na kłopotliwość jej obsługi i znaczny koszt jej wprowadzania. Nie trudno też zauważyć, że wszystkie te metody wywodzą się z zasady tworzenia rozwiniętego wykresu indykatorowego, gdyż przedstawienie pracy silnika w entropijnym układzie współrzędnych T, S ma zazwyczaj charakter wtórny i byłoby trudne do uzyskania w warunkach pomiarowych, chociaż ma ono swe bezsporne zalety: wyznaczenie różnic dla rzeczywistych przemian 1-2 oraz 3-4 (por. rys. 9a) sprowadzałoby się wówczas do dość łatwego porównania ich odchyłek od prostolinijnego przebiegu izentropowego. Jeśli jednak klasyczny wykres funkcji $p = v^{-\lambda}$ przedstawi się nam w układzie p, v , lecz w układzie $p, v^{-\lambda}$ jak na rys. 9b - adiabatyczne sprężanie i rozprężanie przedstawiają na wykresie teoretycznym odcinki prostych, a odchyłki od nich można bez trudu uchwycić bezpośrednio z wykresu cyklu rzeczywistego, nie uciekając się do stosowania żmudnych przeliczeń lub skomplikowanej aparatury.



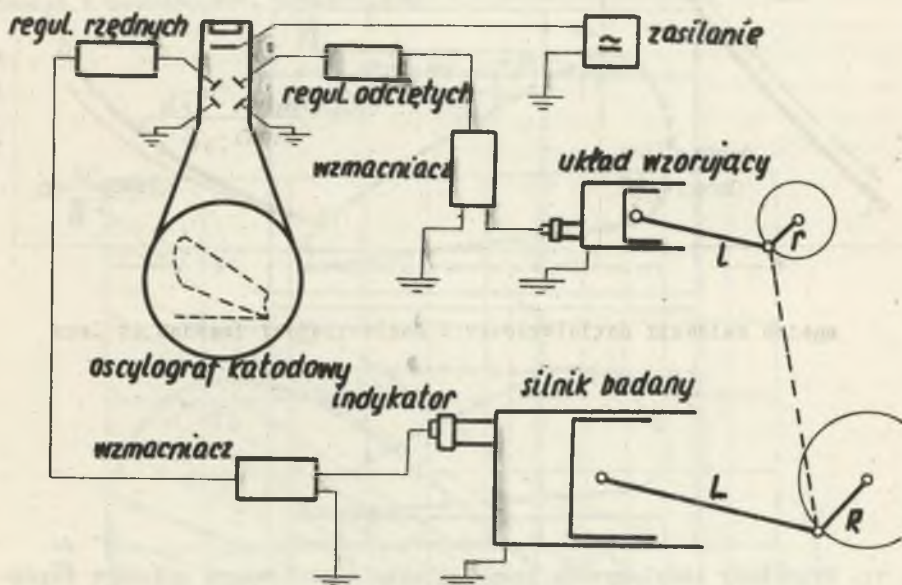
Rys. 9. Obiegi teoretyczne Otto w układach T, S oraz $p, v^{-\lambda}$

Jakkolwiek koncepcja tworzenia tak uproszczonych wykresów znana była już dawniej, niewielka dotychczas przydatność ich dla praktyki pomiarowej nie sprzyjała jej stosowaniu. Szybki jednak rozwój techniki pomiarowej pozwala obecnie pokonać dotychczasowe trudności, a relacje Baumgartnera (2) świadczą, że tworzenie wykresu w układzie $p, v^{-\lambda}$ możliwe jest nawet przy użyciu tradycyjnych urządzeń typu Kistler po zastosowaniu sprzężonej z nimi aparatury elektronicznej. Przedstawiono to na schemacie rys. 10: konwencjonalny zestaw mierników ciśnień przekazuje do oscylografu katodowego wzmożnione impulsy jako rzędne wykresu, a druga gałąź przekazników, sprzężona z wałem korbowym badanego silnika poprzez nastawny układ wzoru-

jący, otrzymuje impulsy odtwarzane na ekranie oscylografu jako współrzędne odcięte. Zachowują w obu tych układach identyczny stopień sprężania oraz proporcję stosunku promienia wykorbienia do długości korbowodu

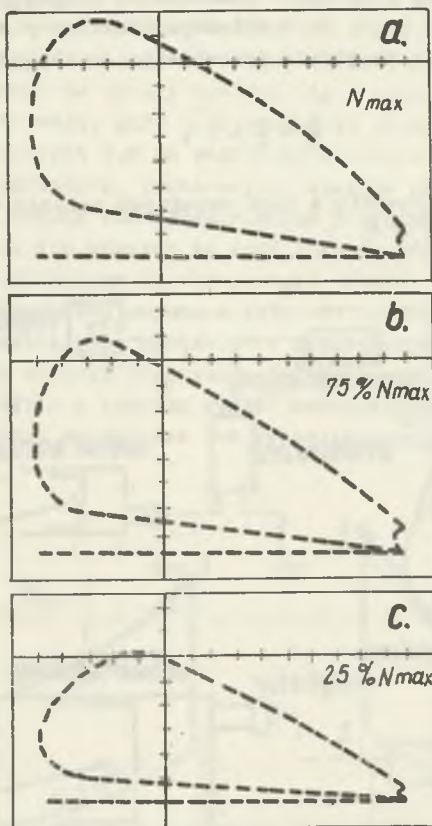
$$\frac{R}{L} = \frac{r}{l} = \lambda,$$

dają one po zsynchronizowaniu w nich zwrotnych położań wykorbień wypadkowy wykres w układzie p, v^{-2} .



Rys. 10. Schemat aparatury do odtwarzania wykresu indykatorowego w układzie p, v^{-2}

Kazało się, że tak uzyskane oscylogramy – rys. 11, które można nazwać odwróconymi [2] w stosunku do klasycznego układu współrzędnych, obrazują przebieg pracy silnika w sposób bardzo przejrzysty i stanowią znakomity instrument diagnostyczny dla wykrywania anomalii. Tak np. widać z rys. 11a że przy znacznym obciążeniu silnika rozprężanie przebiega przy bardziej szybkim spadku ciśnienia, niż na wykresach, zdejmowanych przy mniejszych obciążeniach. Główną bowiem zaletą tak wyznaczonych wykresów okazuje się możliwość określania charakteru pracy silnika szczególnie przy badaniach porównawczych w zmiennych warunkach i nastawach oraz np. przy sprawdzaniu nowokonstruowanych silników z różnymi wersjami prototypów komór spalania itp. modyfikacjami, wymagającymi wnikliwego jakościowego sprawdzenia doświadczeniem i popartego szczegółową analizą ilościową.



Rys. 11. Przykłady oscylogramów pracy silnika w odwróconym układzie współrzędnych

Analiza parametrów

Dla zilustrowania tego rodzaju dociekań wydaje się celowe przytoczenie [9] przykładu przeprowadzania analizy, dla której należy wstępnie ustalić podziałki wykresu (rys. 12): przyjmując zwyczajowe oznaczenia osi odciętych x oraz rzędnych y i przy znanych stałych urządzenia C_x oraz C_y , współrzędne każdego punktu wykresu wynoszą: $p_x = C_x \cdot x$ oraz $p_y = C_y \cdot y$.

Zatem dla linii sprężania

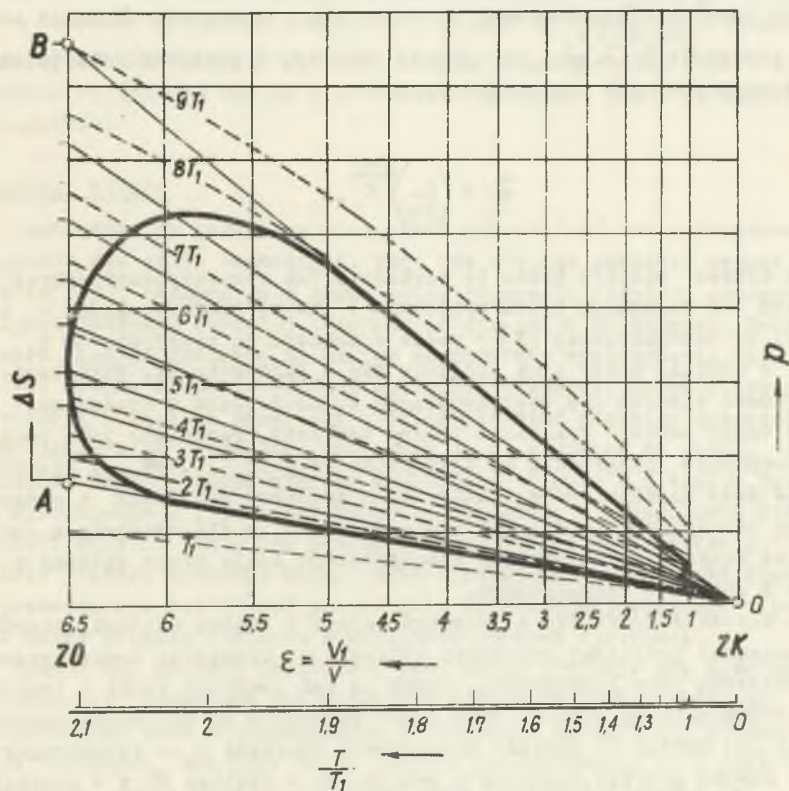
$$x = \frac{1}{C_x} \cdot p_x = \frac{1}{C_x} \cdot \left(\frac{v}{v_1} \right)^{-\kappa} \cdot p_{x1}$$

oraz

$$y = \frac{1}{c_y} \cdot p_y = \frac{1}{c_y} \cdot \left(\frac{v_y}{v_{x1}}\right)^{-\kappa} \cdot p_{y1},$$

gdzie v_{x1} i v_{y1} oraz p_{x1} i p_{y1} oznaczają objętości i ciśnienia dla zwrotnego położenia kukorbowego ZK. Ponieważ zaś aparatura działa z zachowaniem wspomnianej poprzednio proporcji między układami korbowymi silnika badanego i wzorującego, czyli

$$\left(\frac{v_x}{v_{x1}}\right)^{-\kappa} = \left(\frac{v_y}{v_{y1}}\right)^{-\kappa},$$



Rys. 12. Wykres dla przykładu analizy fotogramu

można napisać równanie

$$y = \frac{C_x}{C_y} \cdot \frac{p_{y1}}{p_{x1}} \cdot x.$$

Jest to więc równanie prostej o współczynniku kierunkowym

$$\frac{C_x \cdot p_{y1}}{C_y \cdot p_{x1}},$$

który może być zmienny w zależności od wartości poszczególnych czynników tego adiabatycznego sprężania. Umożliwia to wycochanie aparatury przez wyliczenie stałych C_x i C_y , a przy znanych już ich wartościach pozwala to na odczytanie parametrów oscylogramu.

Na osi odciętych wykresu rys. 12 można również nanieść wartości zmian stopnia sprężania $\varepsilon = \frac{V_1}{V}$, co ułatwia odczyty, a ponieważ dla przemiany adiabatycznej stosunek temperatur wynosi

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}},$$

można na wykres nanieść także te wartości. Tak wykonany wykres można również bez większego trudu wyposażyć w siatkę izoterm, którą - cytując dalej za Baumgartnerem [2] - można wyznaczyć po przyjęciu za T_1 temperatury w chwili, kiedy tłok znajduje się w położeniu ZK. Wyliczenie bowiem wartości ciśnień dla poszczególnych położenia tłoka i wyznaczenie linii $T_1 = \text{const}$ pozwala wykreślić dalsze izotermy, rozumiane jako powstałe po izochorycznym podgrzaniu do temperatur $2T_1$; $3T_1$... $9T_1$, a siatka ich umożliwia dość dogodną ocenę wykładnika m politrop sprężania i rozprężania drogą interpolacji, gdyż dla izoterm $m = 1$, a dla adiabaty $m = \kappa$. Ma to istotne znaczenie dla analizy rzeczywistego cyklu pracy silnika w porównaniu z obiegiem teoretycznym.

Można wreszcie wykreślić z początku układu O siatkę adiabat, przydatną dla wyznaczania podziałki przyrostu entropii S , traktując bowiem przemianę adiabatyczną jako izentropową, można na osi rzędnych punkt A (powstały przez przedłużenie prostej OA jako linii sprężania od położenia zwrotu odwróconego ZO) uważać za wartość początkowej entropii S_0 , a rozpatrując jej zmiany w czasie procesu spalania i przyjmując w okolicy ZO $v = \text{const}$, przy ciepłach Q lub ciepłach właściwym c_v ustalić:

$$dS = \frac{dQ}{T} = \frac{c_v \cdot dT}{T}$$

z dostatecznym przybliżeniem w porównaniu z gazem doskonałym. Znając stałą gazową R sprężonej mieszanki paliwa z powietrzem, można też podstawić $T = \frac{p \cdot v}{R}$, a w tym przypadku $dv = 0$, co po zróżniczkowaniu pozwala napisać $dT = \frac{v}{p} \cdot dp$ lub też: $\frac{dT}{T} = \frac{dp}{p}$ i jednocześnie po podstawieniu: $dS = c_v \cdot \frac{dp}{p}$. Otrzymane po całkowaniu wyrażenie na entropię $S = c_v \cdot \ln p + C$ pozwala - dzięki istnieniu podziałki ciśnień na wykresie lub osylogramie - obliczyć stałą C po uwzględnieniu parametrów punktu W : $S_0 = c_v \cdot \ln p_A + C$, albo $\Delta S = S - S_0 = c_v \cdot \ln \frac{p}{p_A}$. Ten na ogół znany wywód [11] umożliwia wyznaczenie podziałki przyrostu entropii na wykresie, a łącząc poszczególne wartości z początkiem układu współrzędnych, uzyskuje się pęk izentrop jako funkcji zmian objętości lub temperatury, podanych na osi odciętych wykresu.

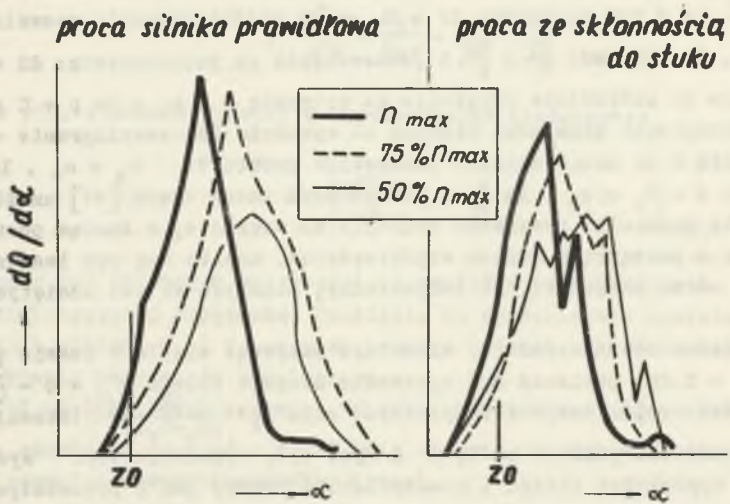
W podobny sposób można by wyznaczyć przyrost ciepła w czasie spalania, gdyż $dQ = T \cdot dS$, ponieważ zaś sprawność cieplna obiegu $\eta_0 = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$, a traconą ilość ciepła można też wyliczyć, gdyż $Q_2 = \frac{p_B}{p_A} c_v \cdot T_0$ (stosując oznaczenia indeksów punktów O, A, B z rys. 12), wykonalne jest wyznaczenie zarówno sprawności obiegu i rzeczywistego cyklu, jak i pozostałych jego parametrów.

Przyrost ciepła

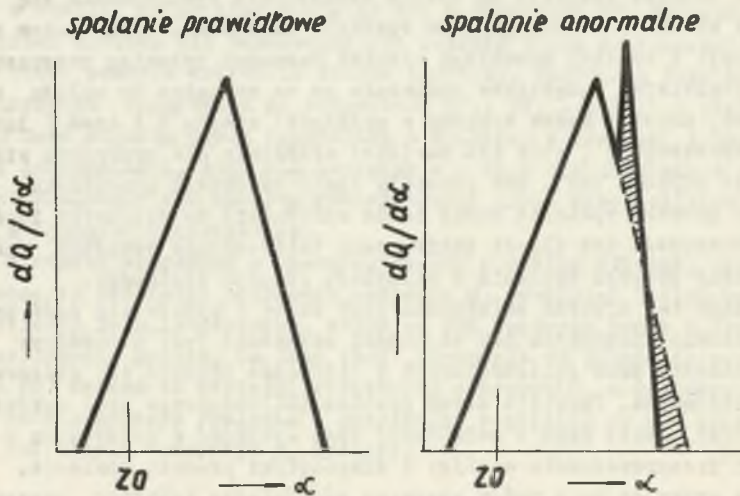
Rozważania te pozwalają stwierdzić przydatność tak sporządzanych osylogramów dla celów badawczych, mogą one również stanowić asumpt do przemyśleń (11), związanych z przebiegiem przyrostu ciepła w aspekcie badań diagnostycznych, bardziej przydatnych dla celów użytkowych. Zmiany ciśnień w komorze spalania są bowiem następstwem wywiązywania się znacznych ilości ciepła w czasie procesu spalania mieszanki. Można zatem zamiast rejestracji i analizy przebiegu ciśnień rozważać przebieg przyrostu ciepła, a uwzględniając częściowe oddawanie go na zewnątrz do układu chłodzenia silnika, tworzyć można wykresy w układzie: ciepło Q i czas τ lub kąt obrotu wykorbienia α , albo też bardziej właściwie dla przyrostu ciepła jako funkcji $dQ/d\alpha = f(\alpha)$. Tak powstały obraz przebiegu narastania ciepła w czasie procesu spalania można także sprowadzić do jednostki ilości ciepła doprowadzonego lub ilości paliwa jako interesujący wskaźnik porównawczy dla oceny procesu spalania w silnikach różnych wielkości.

Zasada tak ujętych zależności jest znana i wydaje się dość prosta, lecz wyznaczenie liczbowych ich wielkości połączone jest z poważnym nakładem pomocniczych prac obliczeniowych i niezbędne okazuje się stosowanie maszyn liczących. Powstaje zatem problem zbilansowania tych nakładów z korzyściami, jakie mogą z zależności tych wyniknąć w porównaniu z innymi metodami przeprowadzania analizy i diagnostyki procesu spalania.

Nie wnikając tu w nadto obszernie zagadnienia techniki przeprowadzania pomiarów [10], wydaje się wystarczające wskazanie na ich przydatność. Jako przykład mogą posłużyć cytowane przez Helda [5] wyniki z badań silni-



Rys. 13. Przebieg narastania ciepła w komorze spalania silnika



Rys. 14. Schemat przebiegu funkcji $dq/d\alpha$

ków, por. rys. 13 - z których widać wyraźne różnice między silnikiem pracującym prawidłowo i ze skłonnością do stuku, chociaż jednocześnie zdejmowane wykresy indykatorowe nie wykazywały żadnych anomalii, gdyż były one jeszcze niezbyt intensywne. Istnieje więc wyraźnie większa ozułość tej metody w porównaniu z innymi, stwarzając możliwość bardziej wnikliwego badania charakteru procesu spalania, tak bardzo pożądaną dla potrzeb współczesnej diagnostyki.

Skłonność do stuku termodynamicznego wyraża się na tych wykresach charakterystycznym wzrostem przyrostu ciepła w końcowej fazie procesu spalania. Następuje to w wyniku tworzenia się dodatkowych źródeł zapłonu od śarżących się osadów lub gorących śoiian komory spalania (co jest jedną z odmian nieprawidłowości spalania, określaną obrazowo jako zapłon powierzchniowy), albo też na skutek samoczynnego zapłonu sprężonej reszty mieszanki, do której nie dotarł jeszcze front płomienia, zapoczątkowany świecą zapłonową. Pomijając bardziej szeregowe omówienie tych anomalii wystarczy tu dodać, że wpływ na nie ma zarówno wzrost ciśnienia, jak i temperatury, a także sposób zawirowania mieszanki. Wszystkie te przyczyny wywołują jednak w chwili powstawania stuku wspólny efekt dodatkowego przyrostu ciepła w tej fazie procesu spalania, jak to schematycznie przedstawiono (11) na rys. 14: w przypadku prawidłowego przebiegu spalania wykres stanowi orientacyjnie trójkąt, którego boki można z wystarczającym przybliżeniem uważać za odcinki prostych, a którego pole obrazuje całkowitą ilość ciepła wywiązanej spalaniem. Spalaniu stukowemu towarzyszy natomiast gwałtowny przyrost ciepła z zachowaniem tej samej wielkości pola wykresu, a skutkiem tego jest wielokrotnie potwierdzone klasycznymi badaniami skrócenie czasu spalania ładunku.

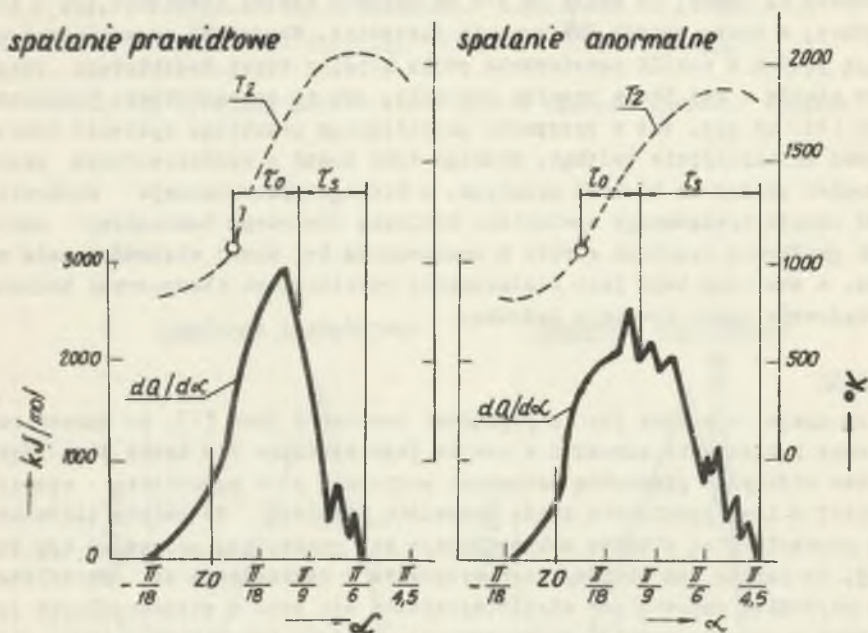
Anomalia

Koncepcja ta zgodna jest z poglądami Austena i Lyna [1], że wzrost temperatury i ciśnienia ozynnika w czasie jego spalania nie tylko jest zjawiskiem wtórnym - pierwotną natomiast przyczyną jest wyzwolenie energii cieplnej - lecz potwierdza także oczywistą hipotezę, że zmiany ilościowe tych parametrów są efektem makroskopowym tej pierwotnej przyczyny tym bardziej, że pomiar ich możliwy jest wyłącznie w odniesieniu do określonej masy ozynnika, podczas gdy ciepło wydzielane się może w poszczególnych jej strefach w sposób bardziej zróżnicowany. Logiczną konsekwencją tego jest wniosek Helda [5], że stwierdzane na wykresie spalania stukowego gwałtowne przyrosty wyzwolonego ciepła powstają lokalnie w tych rejonach komory spalania, w których istnieją największe prędkości spalania.

Jednym z najbardziej charakterystycznych objawów spalania stukowego jest znacznie większa prędkość przesuwania się czoła płomienia. Znane z dawniejszych publikacji informacje pozwalają określić ją na $300 \div 900$ m/s (w przypadkach spalania detonacyjnego nawet 2000 m/s), podczas gdy przy spalaniu prawidłowym wynosi ona $30 \div 40$ m/s. Stwierdzenie to może prowa-

dziś do dość interesującego wniosku o związek między prędkością spalania a ilością wywiązywanego ciepła, były to jednak zależności dotychczas wyłącznie jakościowe. Sporządzany natomiast wykres narastania ciepła pozwala doszukać się także ilościowych między nimi związków. Nanosząc np. na wykres przyrostu ciepła krzywą zmian temperatury, można ustalić, kiedy temperatura ta osiągnie wartość samoczynnego zapłonu ładunku mieszanki.

Badania [5] silników, pracujących na czystym metanie pozwoliły wyznaczyć punkt samozapłonu, jak to ilustruje wykres na rys. 15. Czas opóźnienia zapłonu (który w tym przypadku wynosi ok. 5 ms) stanowi odosinek czasu od chwili osiągnięcia temperatury samozapłonu po sprężeniu mieszanki do chwili, kiedy mogą powstać jego pierwsze objawy. Oznaczają ten czas przez τ_0 należy doń dodać czas pozostały do zakończenia spalania τ_s , określający, jak długo może trwać zjawisko spalania stukowego, a im ten ostatni odosinek czasu jest krótszy, tym większe istnieje prawdopodobieństwo uniknięcia samozapłonu. Szybciej bowiem dopali się reszta ładunku mieszanki, niż



Rys. 15. Wyznaczenie czasu spalania

zainicjuje się i rozwinięciu frontu dodatkowego płomienia po samoczynnym zapłonie tym bardziej, że dzięki oddawaniu ciepła do układu chłodzenia rzeczywista temperatura w strefie nie spalanej mieszanki jest niższa, niż wynikałoby to z wyliczenia (10):

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{m-1} \cdot \left(1 + \frac{W}{c \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{m-1}} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

gdzie obok temperatury początkowej T_1 i końcowej T_2 , stopnia sprężania oraz dla danego ozywnika wykładnika politropy m wprowadzono jego ciepło właściwe c oraz odniesioną do umownej jego ilości wartość opałową W . Dla przykładu ilustrowanego rys. 15 istniały parametry: $T_1 = 342^\circ\text{K}$; $\varepsilon = 10,7$; $m = 1,33$ oraz $c = 21,87 \text{ kJ/mol}\cdot\text{deg}$, skąd temperatura końcowa po sprężeniu według tych wyliczeń wynosi 1070°K . W rzeczywistości – jak wspomniano – temperatura ta jest nieco niższa w wyniku działania układu chłodzenia silnika, zatem i obawa o samoczynny zapłon mieszanki mniej prawdopodobna.

Rozważania powyższe stanowią jedynie ilustrację zastosowania analizy procesu spalania do oceny charakteru pracy trakcyjnych silników z zapłonem iskrowym. Jest to problematyka nader obszerna, wydaje się jednak, że w świetle wielu związanych z nią publikacji wyłania się przede wszystkim jednoznaczny wniosek o dużych perspektywach rozwojowych tej dziedziny badań silników. Jakkolwiek są one jeszcze niezbyt rozpowszechnione i obarżone wieloma trudnościami, wynikającymi z niedostatków techniki pomiarowej, bezsporną już okazuje się przydatność niektórych z tych metod zarówno dla celów badawczych, jak i dla praktyki diagnostycznej.

LITERATURA

1. Austen A.E., Lyn W.T.: The Application of Heat Release Analysis to Engine Combustion Study, CIMAC, 1962.
2. Baumgartner H.: Ein neues Schaubild zur Beurteilung des Verbrennungsablaufes in Kolbenkraftmaschinen, "Motortechnische Zeitschrift" 1963, nr 4-8.
3. Brockhaus H.: Klopfmessungen im Kraftfahrzeug, "Automobiltechnische Zeitschrift" 1963, nr 8.
4. Frazier D., Hostetler H.E.: Fuel Ratio Control a Minimal Fix for Octane Rating over 100, "SAE Preprints", nr 285 B;
5. Held G.: Aus der Entwicklungsarbeit an einem besonderen Brennvverfahren für aufgeladene Otto-Gasmotoren höheren Nutzdrukkniveaus, "Motortechnische Zeitschrift" 1966, nr 11.
6. Schulz S.: Zur elektronischen Differentiation von Verbrennungsdruckverläufen, "Maschinenbautechnik" 1959, nr 8.
7. Steinbrenner H., Alpert F.L., Florus H.J.: Verfahren zur Feststellung des Klopfens bei der Entwicklung schnelllaufender Ottomotoren, "Motortechnische Zeitschrift" 1962, nr 2.
8. Reiman W.: Problemy współczesnej diagnostyki procesu spalania w silnikach gaźnikowych, "Technika Motoryzacyjna" 1964, nr 3.
9. Reiman M.: Niektóre problemy termodynamiki współczesnych silników gaźnikowych, "Technika Motoryzacyjna" 1965, nr 7.

10. Reiman M.: O zastosowaniu niektórych problemów termodynamiki do badań zjawiska stuku silników gaźnikowych, "Technika Motoryzacyjna" 1967 nr 8.
11. Problemy analizy procesu spalania w silnikach z zapłonem iskrowym, "Technika Motoryzacyjna" 1974, nr 10.

**СОВРЕМЕННЫЕ ВЗГЛЯДЫ НА ПРИГОДНОСТЬ АНАЛИЗА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ
ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ**

Резюме

В статье рассматривается, как использовать современную измерительную аппаратуру для исследования и диагностики процессов сгорания в двигателях с искровым зажиганием.

**THE CONTEMPORARY OPINIONS ABOUT THE COMBUSTION PROCESS ANALYSIS USEFUL
FOR DIAGNOSTICS OF THE SPARK-IGNITION ENGINES**

S u m m a r y

In the paper have been presented considerations, how to comply the indicator diagrams created by means of the modern measuring devices with the Otto-cycle analysis, useful for research and diagnostics of engines.