

## 8. SPALANIE PALIW CIEKŁYCH

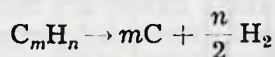
Wszystkie metody spalania paliw ciekłych można w zasadzie podzielić na dwie grupy:

1) paliwo zostaje wstępnie odparowane i zmieszane z utleniaczem, przy czym proces mieszania odbywa się w czasie odparowywania paliwa lub po jego zakończeniu. Z natury rzeczy tym sposobem spala się paliwo łatwo parujące (benzyna ewentualnie nafta).

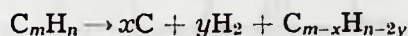
2) paliwo jest wtryskiwane bezpośrednio do komory spalania (silnik wysokoprężny, paleniska kotłowe, silnik pulsacyjny itp.). Proces spalania przebiega wtedy jednocześnie z parowaniem i mieszaniem się par paliwa z tlenem. Tym sposobem spala się paliwa trudno parujące (olej napędowy, olej opałowy itp.).

### 8.1. Przebieg spalania paliw ciekłych

Proces spalania paliw węglowodorowych komplikuje się wskutek ich termicznej niestabilności. Paliwa te przy ogrzewaniu z niedomiarem powietrza podlegają jednoczesnemu odparowaniu i rozkładowi. W skrajnych przypadkach rozkład ten przebiega według następujących równań

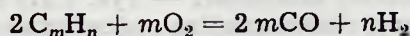


lub



W rzeczywistości proces rozkładu termicznego ogranicza się na ogół do rozłożenia paliwa na lekkie i ciężkie węglowodory. Lekkie węglowodory spalają się bez zakłóceń. Węglowodory ciężkie natomiast bardzo trudno, i wskutek tego przechodzą przez komorę częściowo niespalone, lub osiadają w niej tworząc koksowe narosty.

Przy dostatecznej ilości tlenu odparowane węglowodory reagują z nim wstępnie tworząc tlenek węgla i wodór



Najlepsze warunki dla zupełnego spalania powstają wtedy, gdy procesy ogrzewania i odparowania przebiegają szybko i w obecności dostatecznej ilości utleniacza. Z tego powodu jest np. korzystniej używać do rozpylania oleju opałowego sprężonego powietrza, a nie pary wodnej.

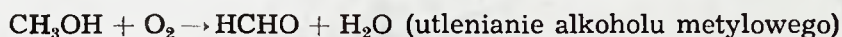
Szybkie ogrzewanie i odparowanie paliwa oraz łatwe jego łączenie się z tlenem uzyskuje się przez dobre rozpylenie i równomierne rozprzesczenie uzyskanych kropeł w strudze utleniacza.

Termiczny rozkład węglowodorów w zakresie 770—870°K ma charakter symetryczny. W temperaturach wyższych natomiast poczynając od 920°K, rozkład staje się niesymetryczny, powstają więc jednocześnie węglowodory lekkie i trudnospalające się ciężkie.

Wstępne utlenianie węglowodorów do chwili zapłonu przebiega według następującego schematu:

— węglowodory utleniają się najpierw na alkohole i aldehydy,

— te z kolei na formaldehyd, parę wodną i ewentualnie tlenek węgla



Otrzymany formaldehyd może reagować w jeden z następujących sposobów

1) w braku tlenu rozpada się na tlenek węgla i wodór  $\text{HCHO} \rightarrow \text{CO} + \text{H}_2$

2) w obecności niedużej ilości tlenu utlenia się wydzielając parę wodną i tlenek węgla  $\text{HCHO} + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CO}$

3) w obecności dużej ilości tlenu następuje jego zupełne spalanie  $\text{HCHO} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$

Jeśli więc wstępne utlenianie węglowodorów zdąży zakończyć się powstaniem formaldehydu, to proces spalania przejdzie bez tworzenia się ciężkich węglowodorów i sadzy. W ten sposób przy miejscowym niedoborze tlenu w spalinach może wystąpić najwyżej wolny wodór lub tlenek węgla.

W procesie spalania ciekłych paliw można więc wyróżnić następujące stadia:

1) odgrzewanie i odparowanie paliwa,

2) rozkład termiczny i wstępne utlenianie,

3) tworzenie się mieszanki powietrza i paliwa w stanie gazowym,

4) zapłon i spalanie się mieszanki gazowej.

Wszystkie te cztery stadia są nierozdzielne i w związku z tym występują w procesie jednocześnie.

## 8.2. Spalanie paliw ciekłych na swobodnej powierzchni

Ponieważ paliwo ciekłe spala się w stanie gazowym (czego najlepszym dowodem jest to, że temperatura zapłonu paliw ciekłych jest wyższa od temperatury wrzenia — tabl. 8.1) jego prędkość spalania na powierzchni swobodnej jest kontrolowana szybkością parowania.

Model takiego procesu został przedstawiony na rys. 8.1. Swobodna powierzchnia paliwa osiągnęła temperaturę wrzenia.

To zwiększenie temperatury paliwa jest spowodowane promieniowaniem płomienia dyfuzyjnego, który tworzy się w wyniku mieszania par paliwa i ewentualnie produktów jego rozpadu termicznego z otaczającym powietrzem.

W warunkach ustalonych ciepło doprowadzone od płomienia do zwierciadła cieczy jest wykorzystane na jej ogrzanie i parowanie

$$q = m_s[c_c(T_w - T_0) + q_p]$$



**CHARAKTERYSTYCZNE TEMPERATURY NIEKTÓRYCH PALIW CIEKŁYCH (°K, PRZY CIŚNIENIU NORMALNYM)**

Paliwo	Zapłonu		Wrzenia (maksymalna)	Samozapłonu mieszanki z powietrzem
	dolna	górna		
Benzyna	-225—285	-225—285	493	683—833
Nafta	341	358	523	543—593
Olej opalowy	368	381	618	—

i stąd

$$m_s = \frac{q}{c_c(T_w - T_0) + q_p} \quad [8.1]$$

gdzie:  $q$  — ciepło doprowadzone do zwierciadła cieczy,  $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,

$m_s$  — prędkość spalania (masowa),  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,

$c_c$  — ciepło właściwe paliwa w  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{deg})$ ,

$T_w$  — temperatura wrzenia, °K,

$T_0$  — temperatura początkowa, °K,

$q_p$  — ciepło parowania w  $\text{kJ}/\text{kg}$ .

Z równania [8.1] wynika, że prędkość spalania na swobodnej powierzchni dla danego paliwa zależy od jego początkowej temperatury oraz intensywności promieniowania płomienia, a dla różnych paliw także i od ciepła właściwego, ciepła parowania oraz temperatury wrzenia.



Rys. 8.1. Spalanie paliwa ciekłego na wolnej powierzchni: 1 — zimne paliwo, 2 — warstwa paliwa ograniczonego, 3 — strefa par i produktów rozpadu termicznego, 4 — strefa spalania, 5 — obszar dopalania

Dane doświadczalne wskazują, że masowe prędkości spalania na swobodnej powierzchni paliwa ciekłego wynoszą kilka, kilkanaście, lub co najwyżej kilkadziesiąt  $\text{g}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  co odpowiada prędkościom liniowym rzędu kilku  $\text{mm}/\text{min}$ . Jest to bardzo niewiele i dlatego spalanie tego rodzaju znajduje rzadko zastosowanie w technice.

Jedyną drogą uintensywnienia procesu jest zwiększenie powierzchni spalania przez rozdrobnienie paliwa za pomocą rozpylania.

### 8.3. Spalanie pojedynczej kropli paliwa ciekłego

Schemat parowania kropli paliwa ciekłego został przedstawiony na rys. 8.2. Kropla jest otoczona szeregiem warstw charakteryzujących się następującym składem:

a — wyłącznie pary paliwa,

b — pary paliwa z niewielkim dodatkiem powietrza,

c — mieszanka par paliwa i powietrza o składzie odpowiednim do spalania (punkt 1 odpowiada bogatej granicy zapalności, punkt 2 — ubogiej),

d — powietrze z niewielką domieszką par paliwa.

Kropla wprowadzona w obszar gorącego powietrza ogrzewa się do temperatury wrzenia, odpowiadającej panującemu tam ciśnieniu. Stwierdzono doświadczalnie, że zapłon następuje wcześniej niż powierzchnia

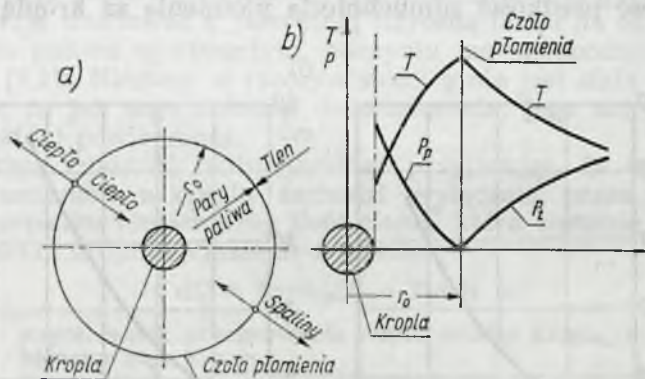


Rys. 8.2. Schemat parowania kropli paliwa ciekłego w nieruchomym otoczeniu

kropli osiągnie temperaturę równowagi, co przy intensywnym parowaniu drobnych kropeł zabezpiecza je przed rozfrakcjonowaniem wskutek destylacji, i zapewnia w związku z tym jednocześnie odparowywanie wszystkich frakcji paliwa.

Samozapłon mieszanki zachodzi na zewnętrznej, ubogiej granicy zapalności (punkt 2) i stopniowo przemieszcza się do granicy bogatej. Temperatura płomienia jest znacznie wyższa od temperatury środowiska, tak więc od chwili samozapłonu szybkość znacznie rośnie.

Spalanie kropli paliwa charakteryzuje się dwoma wzajemnie powiązanymi ze sobą procesami: odparowywaniem zachodzącym w wyniku doprowadzania ciepła od płomienia i spalaniem podtrzymywanym przez dyfuzję par paliwa i tlenu (rys. 8.3).



Rys. 8.3. Model palenia się kropli paliwa ciekłego w nieruchomym otoczeniu: a) kierunki ruchu ciepła, par paliwa, tlenu i spalin, b) rozkłady temperatury oraz ciśnień cząstkowych par paliwa  $p_p$  i tlenu  $p_t$  w pobliżu kropli

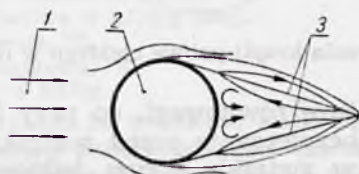
W procesie ustalonym szybkość spalania i parowania powinny być sobie równe. Jednak w zależności od tego, które z tych zjawisk przebiega intensywniej właściwości całego procesu są różne. Na ogół mniej inten-



sywne jest parowanie i ono też steruje całością. W ten sposób spalanie paliwa ciekłego jest z jednej strony spalaniem jego par, a więc chemicznym procesem homogenicznym, z drugiej natomiast kontroluje go wymiana ciepła połączona z parowaniem, a więc fizyczny proces heterogeniczny.

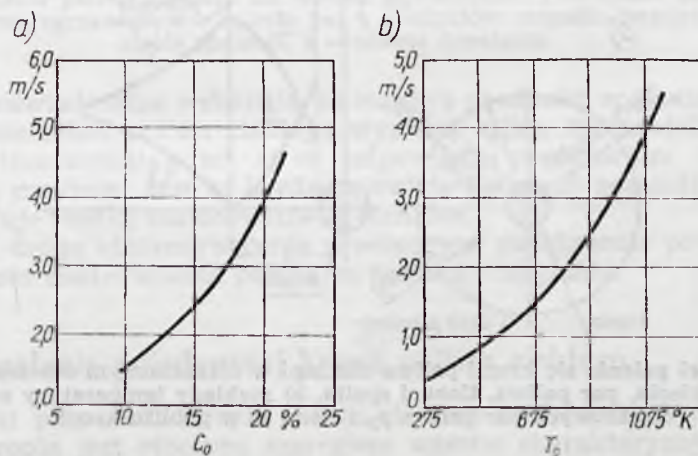
Omówiony model spalania dotyczy kropli zawieszonych w nieruchomym otoczeniu, lub poruszającej się wraz z nim z tą samą prędkością. W tym przypadku kropla jest całkowicie otoczona kulistą powłoką płomienia, której średnica jest mniej więcej 10 razy większa od średnicy kropli. Z tego powodu prędkość spalania paliwa ciekłego jest wielokrotnie większa niż prędkość spalania węgla o tym samym kształcie i wielkości, który reaguje z tlenem bezpośrednio na swej powierzchni.

Jeśli kropla znajduje się w ruchu względnym w stosunku do otoczenia, to charakter procesu zmienia się zasadniczo. Warstwa pary zostaje zmyta z powierzchni kropli przez napływające powietrze, tworząc w strefie cyrkulacji za kroplą mieszanek palną (rys. 8.4). Ponieważ średni czas



Rys. 8.4. Schemat strefy cyrkulacji za kroplą: 1 — kierunek przepływu powietrza, 2 — kropla, 3 — wiry cyrkulacyjne

przebywania w niej gazów jest znacznie większy niż czas potrzebny na ich zmieszanie, więc mieszanka jest jednorodna tak pod względem składu jak i temperatury, a spalanie, jeśli nastąpi tam zapłon, ma charakter kinetyczny. W miarę wzrostu prędkości powietrza w stosunku do kropli skład mieszanki jest coraz uboższy w paliwo, co w pewnych warunkach doprowadza do zdmuchnięcia płomienia. Wykresy na rys. 8.5 przedstawiają zależność prędkości zdmuchnięcia płomienia za kroplą od tempe-



Rys. 8.5. Charakterystyki zdmuchnięcia płomienia za kroplą: a) wpływ koncentracji tlenu  $C_0$  w czynniku opływającym kroplę (początkowa temperatura czynnika 1150°K), b) wpływ początkowej temperatury czynnika  $T_0$  opływającego kroplę

ratury i koncentracji tlenu w czynniku opływającym kroplę benzyny o średnicy 1,7 mm.

Obliczenie prędkości spalania kropli jest możliwe przy założeniu najprostszego modelu, gdy kropla jest otoczona powłoką płomienia, a cały proces jest sterowany szybkością parowania.

Odcinek czasu  $d\tau$ , podczas którego objętość kropli zmniejsza się o  $dV$  można wyznaczyć z bilansu cieplnego

$$qF d\tau = \rho_c [c_c (T_w - T_0) + q_p] dV$$

Ponieważ

$$\frac{dV}{F} = dr$$

dlatego

$$d\tau = \frac{\rho_c [c_c (T_w - T_0) + q_p]}{q_p} dr \quad [8.2]$$

gdzie:  $q$  — ciepło doprowadzone do powierzchni kropli,  $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,

$\rho_c$  — gęstość paliwa,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ,

$T_w$  — temperatura wrzenia,  $^\circ\text{K}$ ,

$T_0$  — początkowa temperatura paliwa,  $^\circ\text{K}$ ,

$q_p$  — ciepło parowania,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ,

$r$  — promień kropli,  $\text{m}$ ,

$F$  — powierzchnia kropli,  $\text{m}^2$ ,

$\tau$  — czas palenia się kropli,  $\text{s}$ .

Czas niezbędny do całkowitego spalania kropli wynosi

$$\tau = \int_0^{r_0} \frac{\rho_c [(T_w - T_0) c_c + q_p]}{q} dr = \frac{\rho_c [(T_w - T_0) c_c + q_p]}{q} r_0 \quad [8.3]$$

gdzie  $r_0$  — początkowy promień kropli.

Przy korzystaniu z równania [8.3] dużą trudność stanowi przyjęcie wartości ciepła doprowadzonego do powierzchni kropli  $q$ . Niektórzy autorzy proponują traktować  $q$  jako stałą fizyczną łatwą do określenia metodą spalania paliwa w otwartym naczyniu na swobodnej powierzchni (równanie [8.1]). Niestety w rzeczywistości  $q$  nie jest stałą fizyczną choćby dlatego, że jak tego dowodzi doświadczenie, jego wartość zależy od pola swobodnej powierzchni.

Powyższą trudność można ominąć przyjmując, że wymiana ciepła między płomieniem a kroplą zachodzi wyłącznie przez przewodzenie. W tym przypadku elementarna ilość ciepła, która zostanie doprowadzona do powierzchni kropli w czasie  $d\tau$  wyniesie

$$dQ = 4\pi r^2 \alpha_p (T_m - T_w) d\tau \quad \text{kJ} \quad [8.4]$$

gdzie:  $\alpha_p$  — współczynnik przejmowania ciepła między kroplą, a czynnikiem stykającym się z kroplą,

$T_m$  — temperatura czynnika otaczającego kroplę.

Ciepło  $dQ$  zostaje zużyte na odparowanie pewnej elementarnej masy  $dM$

$$dM = \frac{dQ}{q_p}$$

Masę  $dM$  można wyrazić także przez

$$dM = -4\pi r^2 \rho_c dr$$

Przyrównując ostatnie dwa równania do siebie i wykorzystując równanie [8.4] otrzymuje się po przekształceniu

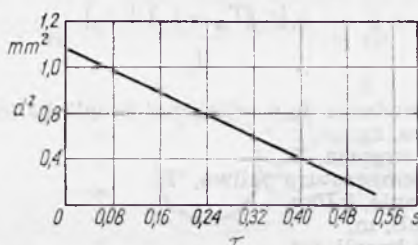
$$\tau = \frac{\rho_c q_p}{T_m - T_w} \int_0^{r_0} \frac{dr}{\alpha_p} \quad [8.5]$$

Dla małych liczb Reynoldsa (małych średnic kropeł lub małych prędkości czynnika względem kropli) można przyjąć  $Nu = \alpha_p d / \lambda = 2$  (patrz równanie [4.133]). Wtedy  $\alpha_p = \lambda / r$  i równanie [8.5] upraszcza się

$$\tau = \frac{\rho_c q_p}{2\lambda (T_m - T_w)} r_0^2 \quad [8.6]$$

gdzie  $\lambda$  — współczynnik przewodzenia ciepła w czynniku otaczającym kroplę.

Równanie [8.6] przedstawia bardzo dobrze jakościowo wpływ poszczególnych wielkości na czas palenia się kropli.



Rys. 8.6. Zmiana średnicy kropli nafty  $d$  palącej się w powietrzu o temperaturze  $1135^\circ\text{K}$ , w czasie  $\tau$

Najważniejszym jednak jest wniosek (sprawdzony eksperymentalnie — rys. 8.6) odnośnie kwadratowej zależności czasu palenia się kropli i jej początkowej średnicy

$$-\frac{d(d_0^2)}{d\tau} = \sigma = \text{const} \quad [8.7]$$

gdzie  $\sigma$  — stała spalania (tabl. 8.2).

Tablica 8.2

**STAŁE SPALANIA DLA NIEKTÓRYCH PALIW W ZALEŻNOŚCI OD UDZIAŁU TLENU W OTOCZENIU**

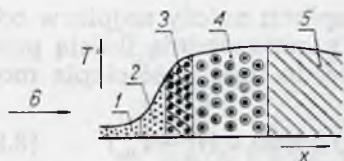
Paliwo	Udział tlenu w otoczeniu %	Temperatura otoczenia $^\circ\text{K}$	Średnica kropli $\mu$	Stała spalania $10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}$
Nafta	5	1775	50	4,6
	12	1775	73	7,4
	24	1775	53	6,6
	42	1775	53	7,4
Spirytus etylowy	25	1500	50	8,1
	50	1500	52	15,0

Należy zwrócić uwagę, że równanie [8.7] pokrywa się z zależnością [4.140] opisującą szybkość parowania kropli w środowisku gazowym. Potwierdza to podstawową hipotezę przyjętego modelu, że w spalaniu paliwa ciekłego jego parowanie jest zjawiskiem kontrolującym przebieg całego procesu.

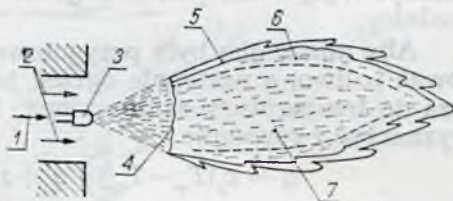


## 8.4. Spalanie paliwa rozpylonego w powietrzu

Rozprzestrzenianie się płomienia w mieszance powietrza i rozpylonego w nim paliwa ciekłego jest pod wieloma względami zbliżone do laminarnego spalania gazowych mieszanek jednorodnych. Mechanizm procesu jest zilustrowany schematycznie na rys. 8.7, na którym przedstawiono rozkład temperatur w obrębie obszaru spalania oraz podział tego obszaru na charakterystyczne strefy. Za strefą świeżej mieszanki, w dół przepływu, następują: strefa ogrzewania i parowania, strefa kinetycznego spalania par paliwa i powietrza w przestrzeni między kroplami oraz strefa dyfuzyjnego spalania parowo-powietrznej otoczki wokół każdej z kropeł.



Rys. 8.7. Struktura czoła płomienia w mieszance dwufazowej (rozkład temperatury i podział na strefy): 1 — strefa mieszanki, 2 — strefa podgrzania, 3 — strefa spalania kinetycznego, 4 — strefa spalania dyfuzyjnego, 5 — produkty spalania, 6 — kierunek przepływu mieszanki



Rys. 8.8. Struktura płomienia w żagwi rozpylonego paliwa ciekłego: 1 — paliwo, 2 — powietrze, 3 — rozpylacz, 4 — czoło zapłonu, 5 — warstwa, w której zachodzi spalanie, 6 — strefa mieszanki par paliwa, powietrza i spalin, 7 — obszar parowania paliwa

Rozprzestrzenianie się płomienia warunkuje kompensacja strat ciepła odprowadzonego ze strefy spalania na zewnątrz ogrzewanie świeżej mieszanki, odparowanie kropeł, wymiana z otoczeniem i entalpia spalin) przez ciepło wywiązujące się podczas reakcji.

W technice najczęstszym przypadkiem spalania paliw ciekłych, jest spalanie rozpylonego paliwa w żagwi. Schemat najprostszego tego rodzaju procesu jest przedstawiony na rys. 8.8. Potrzebne do spalania powietrze przepływa współprądowo z rozpylanym paliwem. Porywa ono krople paliwa i tworzy w komorze spalania lub palenisku swobodną strugę nieizotermiczną (opisaną w rozdziale 3.3).

Struga ta rozprzestrzeniając się podsysa cyrkulujące obok gorące spaliny i w ten sposób ogrzewa.

Ogrzewaniu ulegają także zawieszone w powietrzu krople. Źródłem ciepła są w tym przypadku gorące spaliny oraz ogrzane ściany i elementy komory przekazujące swe ciepło nie tylko przez konwekcję, ale także przez promieniowanie. Ogrzewanie strugi odbywa się najintensywniej na jej powierzchni. Tam też najszybciej następuje odparowanie kropeł. Z kolei najwolniej nagrzewają się, a co za tym idzie i odparowują, krople znajdujące się w pobliżu osi strugi. Strefa spalania zaczyna się w pewnej odległości od krawędzi rozpylacza, w miejscu gdzie zdażyła się już wytworzyć zdolna do spalania mieszanka oraz gdzie ustaliła się odpowiednio wysoka temperatura. Obejmuje ona zewnętrzną warstwę żagwi, pod którą znajduje się warstwa odparowanej i ogrzewającej się mieszanki oraz rdzeń wypełniony wolniej parującymi kroplami paliwa.



W obszarze w pobliżu rozpylacza, gdzie występuje względna prędkość między powietrzem i paliwem, powstająca na powierzchni kropel para zostaje zdmuchiwana i zmieszana z powietrzem. Wskutek małej bezwładności ruch względny między kroplami i powietrzem zostaje szybko zahamowany i krople poruszają się z prędkością równą prędkości powietrza. W tych warunkach wokół każdej kropli tworzy się otoczka z pary, która towarzyszy kropli w jej ruchu. Spalanie jest możliwe zarówno we względnie ujednorodnionej mieszance par paliwa z powietrzem w przestrzeni między kroplami, jak i wokół kropel.

W przepływie turbulentnym niezależnie od tego czy jest czy nie ma względnego ruchu między kroplami i powietrzem, na przebieg procesu zawsze wpływają pulsacje prędkości, które potęgują wymianę ciepła i masy. Wpływ ten jest szczególnie istotny przy spalaniu kropel o dużej średnicy.

Aby mieszanka była przygotowana do zapłonu należy najpierw odparować paliwo, a następnie ogrzać jego pary z odpowiednią ilością powietrza do temperatury samozapłonu. Potrzebną do tego ilość ciepła można wyznaczyć z równania

$$q = c_c(T_w - T_{op}) + q_p + c_M(T_s - T_w) + k\alpha L_t c_p(T_s - T_{oa}) \quad [8.8]$$

gdzie:  $c_c$  — średnie ciepło właściwe paliwa przy temperaturze wrzenia; np. dla oleju opałowego  $c_c = 2,82 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{deg)}$ ,

$T_w$  — temperatura wrzenia; np. dla oleju opałowego  $T_w = 690^\circ\text{K}$ ,

$T_{op}$  — początkowa temperatura paliwa; dla oleju opałowego  $T_{op} = 345 \div 365^\circ\text{K}$ ,

$q_p$  — ciepło parowania paliwa; dla oleju opałowego  $q_p = 357 \text{ kJ/kg}$ ,

$T_s$  — temperatura samozapłonu; dla oleju opałowego  $T_s = 875^\circ\text{K}$ ,

$T_{oa}$  — początkowa temperatura powietrza,

$\alpha$  — współczynnik nadmiaru powietrza,

$L_t$  — teoretyczne zapotrzebowanie powietrza,  $\text{kg/kg}$  paliwa,

$k$  — współczynnik uwzględniający udział teoretycznego zapotrzebowania powietrza niezbędnego do zapoczątkowania energetycznej reakcji; zwykle  $k = 0,25$ .

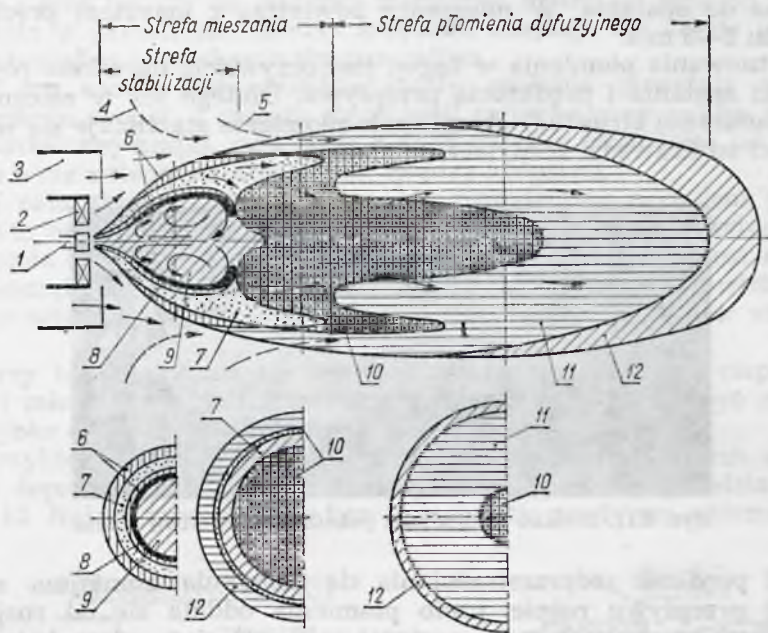
Z obliczeń wynika, że ilość ciepła potrzebna na przygotowanie mieszanki paliw węglowodorowych i powietrza do spalania dochodzi do 10% wartości opałowej paliwa. Np. dla oleju opałowego ilość ta wynosi 2500—4000 kJ.

Struktura płomienia w żagwi rozpylonego paliwa ulega pewnej modyfikacji, gdy w obszarze za rozpylaczem powstanie strefa cyrkulacji. Strefę taką łatwo ukształtować wprowadzając w strugę powietrza zawirowywacz (rys. 8.9). W tym przypadku zapłon par paliwa występuje równocześnie na zewnętrznej powierzchni żagwi oraz w jej wnętrzu na zewnętrznej powierzchni wiru cyrkulacyjnego i stąd rozchodzi się od razu na całą objętość strugi.

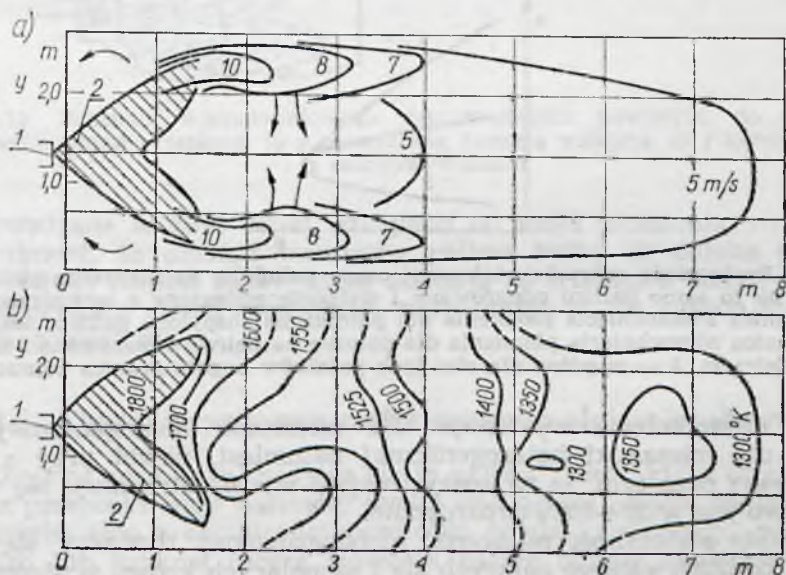
Na rys. 8.10 przedstawiono rozkłady prędkości i temperatur w powstałym w ten sposób płomieniu, a na rys. 8.11 pokazano jego formowanie się na stoisku badawczym.

Czoło płomienia w żagwi rozpylonego paliwa silnie oscyluje, a w procesie spalania obserwuje się skłonność do pulsacji. Krople o większych średnicach nie zdążą odparować przed osiągnięciem strefy spalania, a dopiero po przejściu czoła płomienia są ogrzewane i wtedy intensywnie parują. Pary paliwa mieszają się z utleniaczem i ulegają termicznemu rozkładowi oraz wstępnemu i ostatecznemu utlenianiu.

Prędkość rozprzestrzeniania się płomienia zależy przede wszystkim od temperatury mieszanki oraz od tego w jakim stopniu jest ona przy-



Rys. 8.9. Struktura płomienia w żagwi rozpylonego paliwa ciekłego ze strefy cyrkulacji: 1 — rozpylacz wirowy, 2 — zawirowywacz, 3 — struga powietrza przepływająca współosiowo z rozpylonym paliwem, 4 — cyrkulacja gorących spalin (zewnętrzna), 5 — mieszanie się części cyrkulujących na zewnątrz spalin z płomieniem, 6 — niepalące się pary paliwa, 7 — rozpylone paliwo ciekłe, 8 — zapłon par paliwa na zewnętrznej powierzchni wiru cyrkulacyjnego, 9 — obszar wewnętrznej cyrkulacji spalin wzbogaconych parami paliwa (z możliwością występowania kropeł), 10 — spalanie się kropeł, 11 — spalanie się par paliwa (z domieszką cząstek sadzy), 12 — spaliny

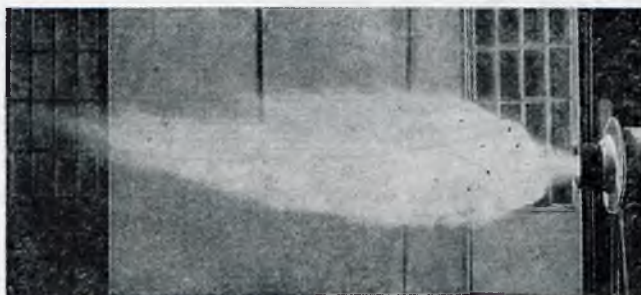


Rys. 8.10. Rozkład prędkości a) i temperatur b) w palącej się żagwi rozpylonego paliwa: 1 — rozpylacz, 2 — strefa rozpylonego paliwa



gotowana do spalania. W mieszance powietrza z mazutem prędkość ta jest rzędu  $2 \div 3$  m/s.

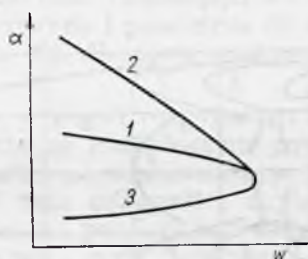
Usytuowanie płomienia w żagwi jest oczywiście określone równością prędkości spalania i prędkością przepływu. Dlatego też w zależności od aerodynamicznej struktury strugi czoło płomienia stabilizuje się w różnej odległości od krawędzi rozpylacza.



Rys. 8.11. Stoisko do badania palników na paliwo ciekłe

Jeśli prędkość rozprzestrzeniania się płomienia zmniejsza się lub prędkość przepływu rośnie, czoło płomienia oddala się od rozpylacza i w pewnych warunkach może nastąpić całkowite jego zdmuchnięcie. Innymi przyczynami zdmuchnięcia płomienia są zbyt niska temperatura powietrza oraz zbyt intensywne chłodzenie strefy spalania.

Na podstawie doświadczeń stwierdzono, że granica ubogiego zdmuchnięcia jest bardziej przesunięta w kierunku dużych współczynników nadmiaru powietrza dla paliwa rozpylonego niż odparowanego i dokładnie wymieszanego z powietrzem (rys. 8.12). Na przykład dla nafty uboga



Rys. 8.12. Porównanie zakresów statecznej pracy palników na rozpylone paliwo ciekłe oraz na to samo paliwo odparowane i wstępnie zmieszane z powietrzem: 1 — uboga granica zdmuchnięcia płomienia dla palnika na rozpylone paliwo ciekłe, 2 — uboga granica zdmuchnięcia płomienia dla palnika na paliwo odparowane i zmieszane z powietrzem, 3 — wspólna dla obu tych palników bogata granica zdmuchnięcia

granica zdmuchnięcia występuje: dla mieszanki homogenicznej przy  $\alpha < 1,3$ , dla mieszanki heterogenicznej natomiast, nawet przy  $\alpha = 3,0$ . Stwierdzono poza tym, że najkorzystniejsze wyniki otrzymuje się wtedy, gdy paliwo jest w  $50 \div 60\%$  odparowane.

Większa stateczność mieszanki nieodparowanej tłumaczy się wzajemnym oddziaływaniem palących się i niepalących kropeł w strumieniu. Krople palące się źródłem zapłonu dla kropeł niepalących się. Podczas parowania kropeł (nie zmieniających położenia względem siebie) wokół

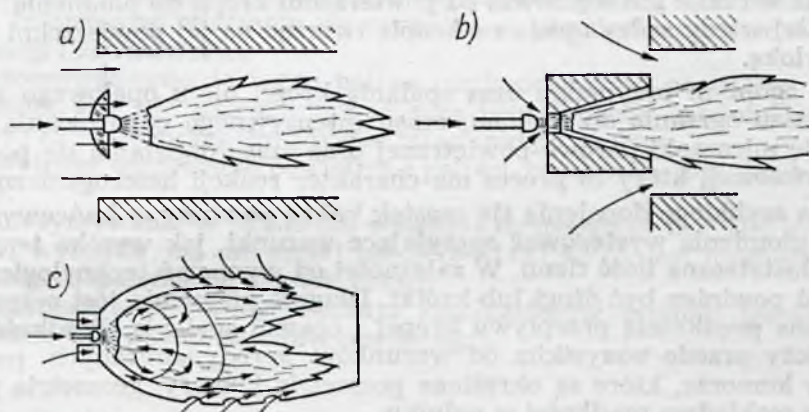
każdej z nich tworzy się warstwa mieszanki zdolna do zapłonu gdy równocześnie w przestrzeni między kroplami znajduje się czyste powietrze, lub z niewielką tylko domieszką par paliwa.

W ten sposób indywidualne strefy spalania powstają wyłącznie w otoczeniu kropeł, a spalają się w nich zarówno pary paliwa wydzielone z określonej kropli, związanej z daną otoczką płomienia, jak i dyfundujące wraz z tlenem z przestrzeni między kroplami.

W celu skrócenia odcinka między rozpylaczem a czołem płomienia (rys. 8.8) należy ograniczyć dopływ powietrza do obszaru wstępnego odparowania i doprowadzić tam tylko taką jego ilość, która jest niezbędna do zapoczątkowania reakcji chemicznej. Pozostałą część powietrza („powietrze wtórne”) powinno się wprowadzać stopniowo, już w strefę spalania.

Przy takiej organizacji procesu całkowita pojemność cieplna pierwotnej mieszanki będzie wystarczająco mała, aby mogła być odpowiednio szybko ogrzana do temperatury zapłonu.

Przykłady schematów konstrukcyjnych zabezpieczających wielostopniowe doprowadzanie powietrza do płomienia zostały przedstawione na rys. 8.13. Należy zwrócić przy tym uwagę, aby powietrze wtórne nie było



Rys. 8.13. Schemat wielostopniowego doprowadzania powietrza do płomienia: a) z perforowaną przesłoną, b) z ceramiczną komorą wstępną, c) z komorą żarową z zawirowywaczem

doprowadzane w zbyt dużej odległości od czoła płomienia, co mogłoby spowodować, że rozkład termiczny paliwa byłby za daleko posunięty i powstałyby cząstki sadzy, które osiadają na ściankach komory spalania lub wypływają z niej niespalone, zwiększając w ten sposób straty niezupełnego spalania.

## 8.5. Charakterystyczne cechy spalania olejów opałowych

Olejami opałowymi nazywa się te paliwa ciekłe, które otrzymuje się albo z przeróbki ropy naftowej (noszą one nazwę olejów opałowych mineralnych) albo z chemicznej przeróbki węgla kamiennego, węgla brunatnego lub łupków (noszą wówczas nazwę olejów opałowych smołowych). Cechuje je wysoka końcowa temperatura wrzenia i mała lotność. Gdy paliwo zawiera pozostałości podestylacyjne (np. mazut) dochodzi do



tego jeszcze obecność składników, które nie ulegają odparowaniu. Wszystko to w zasadniczy sposób wpływa na proces palenia się kropeł.

Średnica kropli w okresie ogrzewania jest wypadkową dwu efektów: zmniejszania się jej w wyniku odparowania i zwiększania wywołanego rozszerzalnością cieplną. Podczas spalania paliwa lekkiego (benzyna, nafta) średnica kropli ulega stałemu zmniejszaniu aż do odparowania. Przy spalaniu mazutu obraz ten zmienia się. W początkowym okresie ogrzewania do 725°K średnica kropli nieznacznie rośnie. Następnie po zapłonie, wskutek intensywnego doprowadzania ciepła zachodzi w kropli niesymetryczny rozkład termiczny węglowodorów z wytwarzaniem się szybko spalających części lotnych oraz koksu. Wynikiem tego jest tworzenie się na powierzchni kropeł koksowej powłoki utrudniającej parowanie, co powoduje przegrzanie cieczy wewnątrz kropli, wzrost tam ciśnienia, zerwanie powłoki i wytrysk z niej parowych i gazowych składników. Możliwy jest także rozpad kropli na części.

W szczególnych przypadkach podobne efekty można uzyskać także podczas spalania paliw lekkich. Pojawienie się koksu, na przykład, na powierzchni kropli nafty tłumaczy się wystąpieniem tam procesu krakowania podczas ogrzewania bez dostępu tlenu, a także termicznym rozkładem par w czasie ich wędrówki od powierzchni kropli do płomienia. Część powstałej wtedy sadzy opada na kroplę tworząc na jej powierzchni twardą powłokę.

W ogólnym przypadku czas spalania kropli oleju opałowego składa się z czasu ogrzania do zapłonu, czasu intensywnego odparowania i palenia się mieszanki parowo-powietrznej oraz czasu dopalania się pozostałości koksowej, który to proces ma charakter reakcji heterogenicznej.

Dla szybkiego dopalenia się cząstek koksu powinny w końcowym obszarze płomienia występować sprzyjające warunki, jak wysoka temperatura i dostateczna ilość tlenu. W zależności od wymagań technologicznych płomień powinien być długi lub krótki. Długość płomienia jest oczywiście określona prędkością przepływu kropeł i czasem spalania. Prędkość kropeł zależy przede wszystkim od warunków aerodynamicznych panujących w komorze, które są określone geometrią komory, geometrią palnika oraz rozkładem prędkości w palniku.

Na czas palenia się kropli wpływają natomiast: jakość rozpylenia, intensywność turbulencji, rozkład temperatur, rozkład koncentracji tlenu i ciśnienie panujące w komorze. Wpływ tak dużej ilości czynników utrudnia analitycznie określić długość płomienia i dlatego korzysta się na ogół ze wzorów empirycznych. Na przykład dla obliczenia długości płomienia w piecu martenowskim zasilanym mazutem przez wysokociśnieniowy rozpylacz pneumatyczny (rys. 4.30b), może służyć zależność

$$L_p = 2 \left( 4,2 + \frac{60}{Q_0} \right) d_0 \text{ m} \quad [8.9]$$

gdzie:  $Q_0$  — jednostkowe natężenie przepływu czynnika rozpylającego, m<sup>3</sup>/kg mazutu,

$d_0$  — średnica rozpylacza, m.

Z zależności [8.9] wynika, że długość płomienia wzrośnie, gdy zmniejszy się natężenie przepływu czynnika rozpylającego oraz zwiększy średnicę rozpylacza.

W piecach przemysłowych ze względu na wymagany rozkład temperatury na ogół znajdują zastosowanie płomienie dłuższe, w paleniskach

kotłowych natomiast raczej krótkie. Wynika to z potrzeby zmniejszenia narostów sadzy na ekranach i zwiększenia sprawności cieplnej paleniska.

Duże skrócenie płomienia można uzyskać przez zastąpienie palnika strumieniowego palnikiem wirowym, w którym skrętny ruch powietrza wywołuje zawirowywacz, lub wyposażenie palnika strumieniowego w ceramiczną komorę wstępną (rys. 8.13b). Taka komora po rozgrzaniu stwarza dogodne warunki do szybkiego parowania rozpylonego paliwa.

Wytworzeniu w komorze spalania krótkiego płomienia sprzyja także stosowanie niskociśnieniowych ( $800 \div 1600 \text{ N/m}^2$ ) rozpylaczy pneumatycznych (rys. 4.30a).

Z tego też punktu widzenia korzystniejsze jest stosowanie w takich rozpylaczach powietrza jako czynnika rozpylającego niż pary, które już w procesie rozpylania stymuluje powstanie wstępnych reakcji utleniających.

Sumując wyniki rozważań podanych w tym rozdziale na temat spalania paliw ciekłych można ustalić następujące warunki jakie powinny być spełnione aby proces spalania przebiegał racjonalnie i intensywnie.

1) dobre rozpylenie paliwa, zwiększające jego powierzchnię parowania i kontaktowania się z tlenem,

2) szybkie i dokładne mieszanie się cząstek paliwa z utleniaczem, a także intensywne mieszanie się czynnika w płomieniu na drodze jego turbulencji i zawirowania,

3) doprowadzenie do żagwi paliwa niezbędnej ilości powietrza, z zastrzeżeniem aby nie przeładowywać nim początkowego odcinka żagwi, w którym zachodzi przygotowywanie mieszanki do zapłonu,

4) wstępne ogrzewanie powietrza i paliwa, co ułatwia rozpylanie i parowanie,

5) utrzymywanie w płomieniu wysokiej temperatury tak, aby w końcu żagwi wynosiła ona nie mniej niż  $1375 \div 1425^\circ\text{K}$ , co jest niezbędne do całkowitego dopalenia się cząstek koksu,

6) zastosowanie różnego rodzaju stabilizatorów zapłonu (ceramicznych komór wstępnych, zawirowywaczy itp.).

## 8.6. Zapłon mieszanki rozpylonego paliwa ciekłego w powietrzu za pomocą iskry elektrycznej

Zapłon mieszanki kropel paliwa ciekłego (zawieszonych w strudze powietrza) za pomocą iskry elektrycznej<sup>1)</sup> jest procesem probabilistycznym. Przypadkowość zapłonu w tych warunkach wynika z następujących przyczyn:

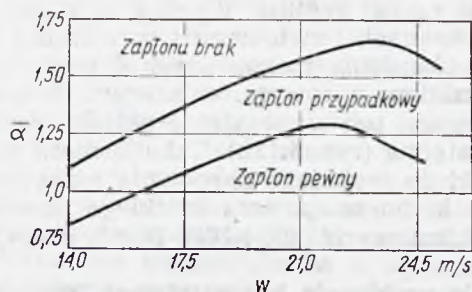
1) materiał palny nie jest jednorodny (paliwo występuje w postaci nieodparowanych kropel),

2) wydzielenie energii w iskrze ma charakter impulsowy i przy dostatecznie małej koncentracji kropel mogą one znaleźć się poza obszarem, w którym zapłon jest w ogóle możliwy.

Charakterystycznym dla tego procesu jest wykres przedstawiony na rys. 8.14. Wyróżniono w nim trzy zakresy: brak zapłonu, zapłon przypadkowy, zapłon pewny. W technice największe na ogół znaczenie ma zakres trzeci.

<sup>1)</sup> Andrzej Kowalewicz: Dynamika zapłonu iskrowego mieszanek dwugazowych. Praca habilitacyjna Instytut Lotnictwa, 1968 r.





Rys. 8.14. Obszary zapłonu w strudze mieszanki dwufazowej:  $\alpha$  — średni współczynnik nadmiaru powietrza w strudze,  $w$  — prędkość przepływu

Z przeprowadzanych eksperymentów wynika, że minimalna energia iskry, niezbędna do uzyskania pewnego zapłonu, zależy od szeregu czynników:

1. współczynnika nadmiaru powietrza, przy czym minimum tej energii występuje w okolicy mieszanki stechiometrycznej,
2. prędkości przepływu, energia zapłonu rośnie ze wzrostem prędkości,
3. średniej średnicy kropeł energia rośnie ze wzrostem średniej średnicy,
4. turbulencji, wzrost turbulencji powoduje wzrost energii zapłonu.

## 8.7. Detonacja w mieszanke dwufazowej

Na rys. 8.15 przedstawiono stoisko, na którym po raz pierwszy<sup>1)</sup> stwierdzono rozprzestrzenianie się detonacji w mieszanke kropeł paliwa ciekłego (o średnicy  $> 10 \mu$ ) w utleniaczu gazowym (co do tego czasu było sprawą sporną). Stoisko składa się z ustawionego pionowo przewodu wyposażonego w okna, do którego pod kątem jest przymocowana pomocnicza rura uderzeniowa. Z wierzchu przewodu znajduje się generator kropeł jednorodnych (rozdział 4). Poniżej generatora jest doprowadzany utleniacz gazowy. Na ścianie bocznej przewodu są zainstalowane piezoelektryczne czujniki ciśnienia, przy pomocy których (rejestrując ich sygnały na taśmie oscylografu) można określić prędkość fali detonacyjnej.

Fala ciśnieniowa powstaje w rurze uderzeniowej. Przechodząc przez przewód powoduje ona zapłon kropeł i w ten sposób przekształca się w falę detonacyjną. Prędkość fali detonacyjnej w przewodzie jest większa od początkowej prędkości fali ciśnieniowej.

Struktura fali detonacyjnej w mieszanke dwufazowej jest widoczna na rys. 8.16. W tym konkretnym przypadku średnice kropeł wynosiły  $\sim 2,5 \text{ mm}$ , a odległość między nimi  $\sim 45 \text{ mm}$ . Cały proces można podzielić na następujące fazy:

— czoło fali ciśnieniowej napotykając kroplę deformuje ją (co jest widoczne w dolnej części fotografii),

— przepływ za czołem fali jest naddźwiękowy, dlatego na zdeformowanej, rozczłonkowującej się i parującej kropli tworzą się dwie fale ciśnieniowe: czołowa i spływowa.

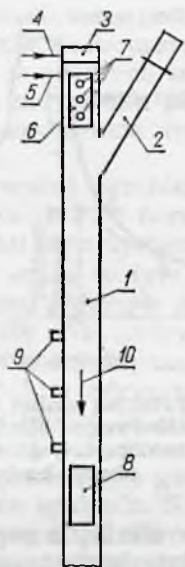
<sup>1)</sup> K. W. Ragland, E. K. Dabora, J. A. Nicholls: Observed Structure of Spray Detonation. The University of Michigan Arn Arbor, Michigan, 1966 r.

— z tyłu kropli, z par paliwa i utleniacza, powstaje mieszanka palna, która w pewnej chwili zapala się (temperatura utleniacza za czołem fali jest wyższa od temperatury samozapłonu mieszanki).

— proces deformacji, rozczłonkowania i parowania kropli uintensywnia się, co prowadzi do intensyfikacji spalania,

— w pewnej chwili spalanie przekształca się w mikrowybuch. Powstaje wtedy wokół kropli fala ciśnieniowa, która częściowo wzmacnia falę czołową.

— po wybuchu następuje dopalanie się pozostałości paliwa, które jest kontrolowane przez proces tworzenia się mieszanki.



Rys. 8.15. Stoisko do badania struktury fali detonacyjnej w mieszance dwufazowej: 1 — przewód, 2 — rura uderzeniowa, 3 — generator kropli jednorodnych, 4 — paliwo ciekłe, 5 — tlen gazowy, 6 — okno, 7 — struga kropli jednorodnych, 8 — okno do wizualizacji struktury fali detonacyjnej, 9 — czujniki ciśnienia, 10 — kierunek przepływu fali



Rys. 8.16. Struktura fali detonacyjnej w mieszance dwufazowej

Prędkość fali detonacyjnej w mieszance dwufazowej jest mniejsza od prędkości tej fali w mieszance gazowej o odpowiednim składzie i zależy od średnicy kropli. Dla kropli  $290\ \mu$  różnica wynosi  $2\%$ , a dla kropli  $2500\ \mu$  —  $30\%$ .

## 8.8. Spalanie w spalinowym silniku tłokowym z zapłonem samoczynnym

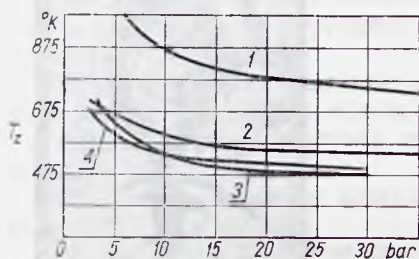
W spalinowym silniku tłokowym z zapłonem samoczynnym do cylindra wprowadza się czyste powietrze, paliwo natomiast wtryskuje się dopiero po jego sprężeniu w pobliżu zwrotu zewnętrznego (ZZ).

Wysoką temperaturę powietrza, niezbędną do zapłonu, uzyskuje się wskutek dużego sprężania znacznie wyższego niż sprężanie stosowane

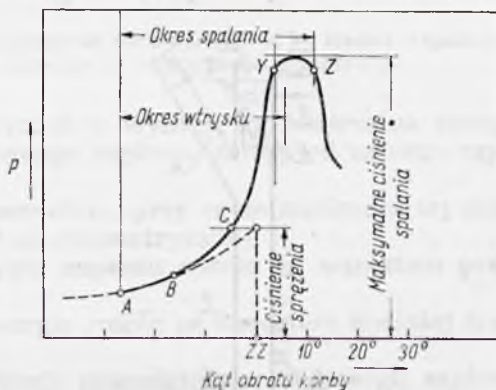


w silnikach z zapłonem iskrowym. Temperatura i chwila wtrysku powinny być tak dobrane, aby po stracie ciepła w pierwszym stadium parowania temperatura mieszanki była nie niższa od temperatury samozapłonu wtryskiwanego paliwa. Zazwyczaj ciśnienie powietrza na końcu sprężania wynosi  $30 \div 35$  barów co odpowiada  $775 \div 875^\circ\text{K}$ .

Na rys. 8.17 przedstawiono wykresy zależności temperatury samozapłonu niektórych paliw od ciśnienia. Wynika z nich, że temperatura powietrza w cylindrze jest w przybliżeniu dwa razy wyższa od temperatury samozapłonu nafty, benzyny czy oleju napędowego.



Rys. 8.17. Zależność temperatury samozapłonu niektórych paliw od ciśnienia: 1 — benzol, 2 — benzyna, 3 — nafta, 4 — olej napędowy



Rys. 8.18. Przebieg zmian ciśnienia w cylindrze spalinyowym silnika tłokowego z zapłonem samoczynnym w funkcji kąta obrotu korby

W ogólnych zarysach przebieg spalania w silniku z zapłonem samoczynnym można przedstawić następująco. Natychmiast po rozpoczęciu wtrysku zaczyna się ogrzewanie i parowanie kropeł w kolejności od mniejszych do większych. Prędkość wypływu paliwa z rozpylaczy jest rzędu  $150 \div 200$  m/s, a średnice kropeł  $5 \div 100$   $\mu$ . Prędkość kropeł zostaje szybko wyhamowana i zrównana z prędkością powietrza, co następuje dla średnic  $10 \div 20$   $\mu$  po  $1 \div 2$   $\mu\text{s}$ . Zasadnicze odparowanie kropeł zachodzi na tym właśnie odcinku. Zapłon nie występuje od razu, gdyż początkowo wytworzona mieszanka jest na to zbyt uboga.

Bardzo szybko jednak, w niektórych częściach żagwi rozpylonego paliwa, a przede wszystkim w pobliżu jej podstawy, koncentracja par osiąga wartość krytyczną. Jeśli przy tym panująca tam temperatura jest wystarczająca, to wtedy następują miejscowe zapłony, od których rozprzestrzenienia się płomień i po chwili obejmuje całą objętość żagwi. Między początkiem wtrysku i samozapłonem upływa więc określony czas zależny przede wszystkim od temperatury oraz od właściwości paliwa, który można nazwać okresem opóźnienia zapłonu.

Na rys. 8.18 przedstawiono schematycznie zmiany ciśnienia w cylindrze w zależności od kąta obrotu korby. Wtrysk paliwa zaczyna się w chwili A, to znaczy przed osiągnięciem ZZ. Jest to niezbędne, aby zasadnicze spalanie zaszło blisko punktu. Krzywa przebiegu ciśnienia początkowo pokrywa się z krzywą sprężania adiabatycznego (zaznaczona linią przerywaną). Odpowiada to wstępnemu stadium tworzenia mieszanki kiedy spalanie jeszcze się nie zaczęło.

Samozapłon następuje w punkcie *B*, w którym krzywa ciśnienia odchodzi od krzywej sprężania adiabatycznego, najpierw powoli, a potem (od punktu *C*) — szybko. Szybki wzrost ciśnienia towarzyszy przebiegowi drugiego stopnia spalania, kiedy płomień przesycił już całą objętość żagwi rozpylonego paliwa.

W punkcie *Y* rozpoczyna się nowy okres: spalanie przy stałym ciśnieniu. Zachodzi to wtedy, gdy zakończyło się już spalanie par w przestrzeni między kropkami, a palą się tylko indywidualne krople otoczone płomieniem. W układzie zapanował porządek: poprzednio wtrysnięte krople dopalają się, a nowowprowadzone, natychmiast po wytworzeniu się na ich powierzchni otoczki pary, zapalają się od tamtych.

Intensywność tego procesu zależy od natężenia przepływu paliwa przez wtryskiwacz. Po przerwaniu wtrysku proces kończy się dopalaniem kropeł, które w pewnych miejscach może się przewlekać wskutek braku tlenu. W tym przypadku proces będzie kontrolowany nie szybkością parowania lecz szybkością spalania, a ta z kolei — szybkością dyfuzji tlenu.

Opisany wyżej przebieg spalania w silniku z zapłonem samoczynnym należy uważać za normalny. Spalanie nienormalne objawia się powstaniem stuków oraz dymieniem.

Zjawisko stuków w tym przypadku jest wywołane zbyt długim opóźnieniem zapłonu (odcinek *AB* na rys. 8.18). Opóźnienie to powoduje nagromadzenie się w cylindrze dużej ilości zdolnej do spalania mieszanki, odparowanego w międzyczasie paliwa i powietrza. Rozprzestrzenianie się płomienia w takiej mieszance może doprowadzić do analogicznych efektów, jakie występują w silnikach z zapłonem iskrowym, to jest do powstania eksplozji i do generowania przez nią fal uderzeniowych. Następstwem tych zjawisk jest gwałtowny przyrost ciśnienia oraz duże maksymalne ciśnienie spalania. Szybki wzrost ciśnienia w funkcji obrotu wału korbowego powoduje wzrost obciążeń dynamicznych części ruchomych silnika, natomiast duża wartość maksymalnego ciśnienia spalania zwiększa w nim naprężenia statyczne. Średnia prędkość narastania ciśnienia nie powinna przekraczać  $2 \div 5$  barów ( $1^\circ$  obrotu wału korbowego). Jednak podczas spalania stukowego dochodzi ona do 10 barów/ $1^\circ$ .

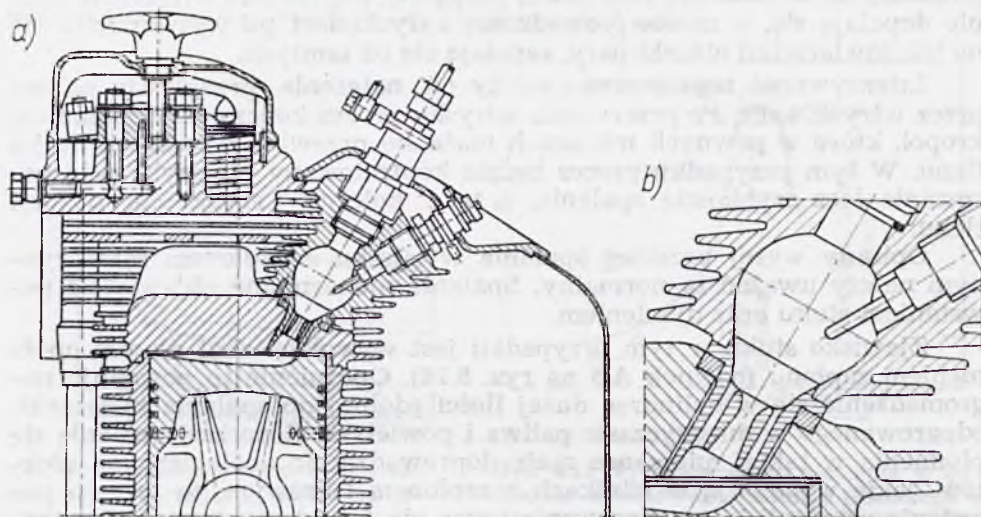
Aby silnik pracował prawidłowo należy złagodzić wybuchowy przebieg wywiązywania się ciepła na początku spalania. Można to uzyskać następującymi sposobami:

- 1) skracając czas trwania okresu opóźnienia samozapłonu,
- 2) ograniczając ilość paliwa dostarczanego do komory spalania w okresie opóźnienia samozapłonu,
- 3) tak organizując przebieg tworzenia się mieszanki, aby tylko część paliwa, znajdującego się w cylindrze w chwili zapłonu, była przygotowana do natychmiastowego spalania.

Opóźnienie samozapłonu można skrócić przez podwyższenie stopnia sprężania uzyskuje się to przez wzrost końcowej temperatury powietrza oraz przez polepszenie rozpylenia paliwa, w następstwie zwiększenie gęstości ośrodka, do którego paliwo jest wtryskiwane. Podobny efekt można uzyskać dobierając odpowiednio właściwości paliwa, które są scharakteryzowane przez liczbę cetanową (rozdz. 2.1.2). W związku jednak z rozwojem silników wielopaliwowych, od których wymaga się prawidłowej pracy na każdym paliwie, od benzyny do oleju napędowego, ta możliwość jest obecnie ograniczana.



Inny sposób skrócenia czasu opóźnienia zapłonu polega na umieszczeniu w komorze spalania wkładek żarowych. Są to elementy celowo źle chłodzone, o temperaturze ścian znacznie wyższej od temperatury pozostałych części komory spalania. Dzięki temu uzyskuje się podniesienie temperatury powietrza pod koniec suwu sprężania oraz przyspieszenie odparowania tej części wtrysniętego paliwa, która padnie bezpośrednio na gorącą wkładkę. Jedną z konstrukcji tego typu komory przedstawiono na rys. 8.19. Komora składa się z: wkładki żarowej wykonanej ze stali



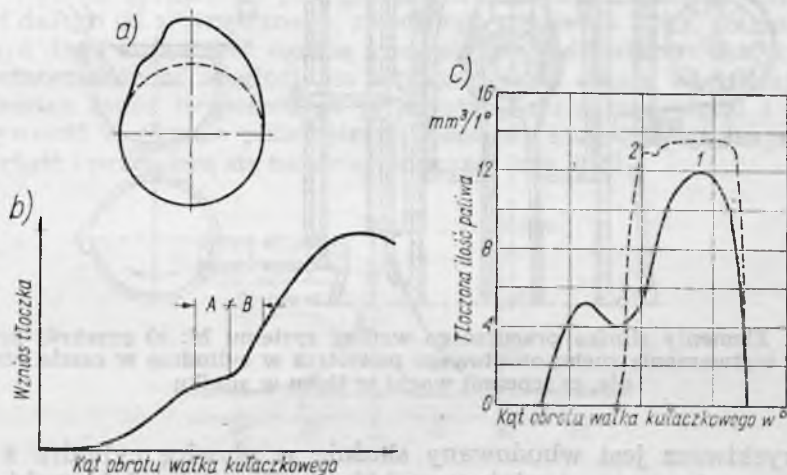
Rys. 8.19. Komora spalania spalinowego silnika tłokowego z zapłonem samoczynnym z gorącym wkładką: a) przekrój przez cylinder, b) przekrój przez komorę wstępną

żaroodpornej Nimonic 80 oraz właściwej komory wstępnej wykonanej ze stopowego żeliwa szarego. Komora wstępna styka się z głowicą, wykonaną ze stopów lekkich, jedynie na małej powierzchni przez stalowy pierścień uszczelniający. W ten sposób odpływ ciepła z nagrzanego komory do głowicy został bardzo ograniczony, co umożliwiło utrzymanie temperatury komory na pewnym stałym poziomie prawie niezależnym od temperatury głowicy. Właściwa komora wstępna, przypominająca kształtem gruszkę, łączy się z przestrzenią ponad denkiem tłoka przez układ kanałów przelotowych wykonanych we wkładce żarowej. Kanał środkowy jest prostą dyszą rozprężną. Cztery jednakowe kanały zewnętrzne mają przekroje stałe na całej długości. Suma przekrojów kanałów zewnętrznych jest 2—3 razy większa niż powierzchnie przekrojów kanału środkowego. Denko tłoka ma płaską wnękę kształtową, która zmniejsza jego obciążenie cieplne w miejscu padania strumienia gorących gazów oraz zwiększa zawirowanie sprężonego powietrza i gorących spalin. Objętość komory wstępnej stanowi w przybliżeniu połowę całkowitej objętości komory spalania. Materiał, z którego jest wykonana komora wstępna ma niski współczynnik przewodzenia ciepła. Dzięki temu oraz dzięki zastosowaniu wysokiego stopnia sprężania i izolowaniu komory od głowicy jej ścianki osiągają wysoką temperaturę pracy. Wkładka żarowa ogrzewa poza tym intensywnie powietrze wpływające do komory wstępnej podczas suwu sprężania. Wszystkie te czynniki powodują, że w chwili otwarcia wtrys-

kiwacza sprężone powietrze ma bardzo wysoką temperaturę, umożliwiającą zmniejszenie okresu opóźnienia zapłonu. Powoduje to prawie zupełną niewrażliwość silnika na zastosowany rodzaj paliwa.

Przebieg tworzenia się mieszanki i spalania jest następujący: podczas suwu sprężania powietrze wypychane z cylindra napływa do wnętrza komory wstępnej przede wszystkim przez kanały zewnętrzne, ponieważ przy takim kierunku powietrza i jego prędkości opory przepływu przez dyszę środkową są stosunkowo duże. Zapewnia to bardzo silne zawirowanie powietrza w komorze. Częstki powietrza omywające bezpośrednio ścianki spotykają się u góry komory, gwałtownie zmieniają kierunek i biegną do środka. Paliwo pod ciśnieniem 150 barów jest wtryskiwane w kierunku pokrywającym się z osią komory i osią wkładki. W ten sposób krople paliwa natrafiają na najbardziej gorące powietrze, co sprzyja szybkiemu ich samozapłonowi. W chwili pojawienia się płomienia przez kanały zewnętrzne dochodzi jeszcze powietrze, a przez otwór środkowy z dużą prędkością przepływa do przestrzeni nad tłokiem płonąca mieszanka. Dysza środkowa działa przy dużej prędkości przepływu czynnika jako element przyspieszający, co powoduje szybkie opróżnienie komory wstępnej z gazów i niespalonego paliwa. Dzięki odpowiednim kształtom i wymiarom otworów w żarowej wkładce, dławienie pomiędzy obu częściami komór zostało zlikwidowane prawie do zera. Ułatwia to szybkie wyrównywanie ciśnień i w związku z tym prawie identyczny przebieg spalania w całym cylindrze.

Złagodzenie wybuchowego przebiegu pierwszego stadium spalania przez ograniczenie ilości paliwa dostarczonego do cylindra w okresie opóźnienia samozapłonu można zrealizować w różny sposób. Na rys. 8.20



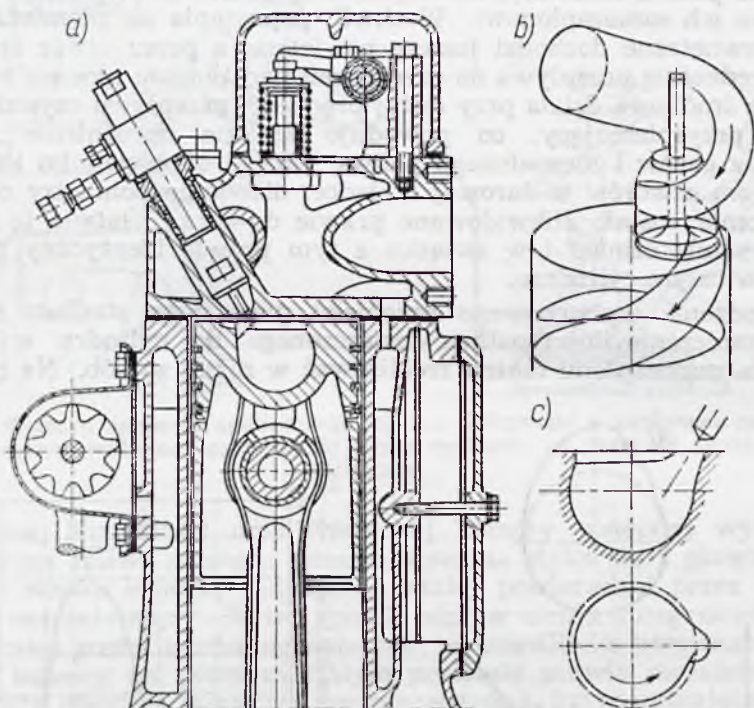
Rys. 8.20. Elementy systemu wtrysku podwójnego: a) krzywka, b) charakterystyka wzniosu tłoczka pompki, c) porównanie charakterystyk wydajności układów wtryskowych, 1 — wtrysk podwójny, 2 — wtrysk zwykły

przedstawiono jeden z nich, w którym uzyskuje się wtrysk podwójny za pomocą odpowiednio zmodyfikowanego systemu zasilania. System ten charakteryzuje się dwustopniową krzywą (napędzającą tłoczek pompki), przez co można uzyskać krótkotrwałe zmniejszenie wydajności pompki bezpośrednio po rozpoczęciu się procesu tłoczenia. W pierwszym stadium



wtrysku rolka popychacza natrafia na siodło na bieżni krzywki, przez co zmniejsza się liniowa prędkość ruchu tłoczka (odcinek A na rys. 8.20b). Przez to zmniejsza się ilość oleju napędowego wytłaczanego z cylindra pompki w jednostce czasu. Właściwy proces tłoczenia odbywa się w czasie, gdy rolkę popychacza unosi drugi garb krzywki (odcinek B). W ten sposób cała dawka paliwa rozdziela się wyraźnie na dwie części.

Inna niezwykle efektywna metoda zapewniająca prawidłową pracę silnika z zapłonem samoczynnym polega na zastosowaniu spalania wg tzw. systemu M. Układ konstrukcyjny, w którym realizuje się ten system został przedstawiony na rys. 8.21. Dokładnie w samym środku denka tłoka znajduje się otwarta wnęka o kształcie ściętej od góry kuli stanowiąca komorę spalania.



Rys. 8.21. Elementy silnika pracującego według systemu M: a) przekrój przez cylinder, b) wytwarzanie ruchu obrotowego powietrza w cylindrze w czasie suwu ssania, c) schemat wnęki w tłoku w silniku

Wtryskiwacz jest wbudowany skośnie w głowicę cylindra z dyszą wylotową usytuowaną w miejscu, w którym okrągły wylot wnęki-komory przechodzi w owalne wgłębienie (rys. 8.21c).

Powietrze napływające do wnętrza cylindra zostaje wprawione w szybki ruch obrotowy już w czasie suwu ssania, co osiąga się w wyniku odpowiedniego ukształtowania kanału doprowadzającego (rys. 8.21b).

Wtryskiwanie paliwa rozpoczyna się pod koniec suwu sprężania. Paliwo zostaje wtrysnięte wąskimi zwartymi strugami i prawie zupełnie nie rozdrabniając się osiada na ściankach komory. Kąt między strugami paliwa a styczną do komory spalania poprowadzoną w punkcie upadku

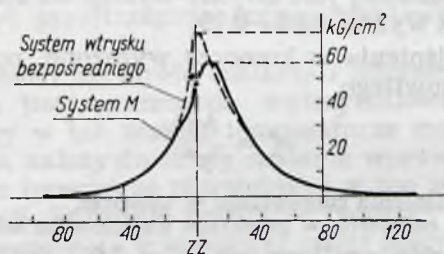
kropki na ścianę jest bardzo mały, co zabezpiecza przed odbijaniem się kropel. Na ścianki dostaje się około 95% całkowitej dawki paliwa, pokrywając stosunkowo chłodną ściankę komory (w porównaniu z temperaturą sprężonego powietrza) cienką warstwą o grubości około 0,015 mm. Pozostałe 5% paliwa paruje i miesza się z powietrzem. Jednocześnie paruje wierzchnia warstwa znajdującego się na ściankach paliwa i też miesza się z wirującym powietrzem. W ten sposób w pewnych obszarach komory spalania (przede wszystkim w pobliżu ścianek) powstaje mieszanka o odpowiednim składzie i temperaturze, aby powstał samozapłon.

Od chwili pojawienia się płomienia parowanie warstwy paliwa na ściankach wzmacnia się i proces spalania ulega intensyfikacji.

Zawirowanie powietrza spełnia w tym procesie podwójne zadanie: po pierwsze — kierunek prędkości powietrza jest zgodny z kierunkiem ruchu cząstek paliwa i to sprzyja warstwowemu nałożeniu się go na ściankę, po drugie — zawirowanie powietrza w decydujący sposób wpływa na równomierne, warstwowe odrywanie się od ściany odparowanej fazy paliwa, a potem ułatwia jej szybkie mieszanie się z powietrzem, co łącznie ze wzrastającą temperaturą środowiska zapewnia odpowiednią szybkość tworzenia się mieszanki.

Główną cechą systemu M jest to, że ilość paliwa przygotowana do spalania w okresie opóźnienia samozapłonu jest bardzo mała, tak że spalanie niezależnie od długości tego okresu przebiega łagodnie. Początkowo zaraz po otwarciu wtryskiwacza, paliwo ze ścianek paruje powoli i w czasie, gdy w niektórych miejscach komory wytworzą się warunki do samozapłonu (odpowiedni skład i miejscowa temperatura mieszanki), tylko stosunkowo niewielka jego ilość nadaje się do szybkiego spalania.

W wyniku sprawnego przygotowania mieszanki spalanie kończy się niezbyt daleko od zewnętrznego, zwrotnego położenia tłoka, co ma wpływ na dosyć dużą sprawność ogólną i niewielkie jednostkowe zużycie paliwa. Jednocześnie ze względu na mniejszą ilość ciepła wydzielającą się w jednostce czasu bezpośrednio po wystąpieniu samozapłonu i większą intensywność w okresie późniejszym, ciśnienia maksymalne mają mniejszą wartość i przenoszą się bardziej w prawo (rys. 8.22).



Rys. 8.22. Porównanie przebiegów ciśnienia w okresie spalania w cylindrze silnika z wtryskiem bezpośrednim i pracującym wg systemu M

Przy zwiększeniu obciążenia cieplnego silnika z zapłonem samoczynnym, gdy wartość współczynnika nadmiaru powietrza spadnie poniżej  $1,5 \div 1,4$ , spalanie staje się niezupełne, co przejawia się dużą zawartością sadzy w spalinach. Zjawisko to zwane dymieniem ogranicza możliwość pełnego wykorzystania przestrzeni roboczej cylindra i zwiększenie w ten sposób mocy otrzymywanej z jednostki objętości skokowej.



Tworzenie się sadzy zachodzi w podstawowym stadium procesu spalania, podczas dopalania się kropeł, gdy reakcja w przestrzeni między kroplami już się zakończyła, a każdą kroplę w żagwi obejmuje indywidualna otoczka płomienia.

W obszarach gdzie występuje niedobór tlenu powstają wtedy dogodne warunki do termicznego rozkładu par węglowodorów dyfundujących od powierzchni kropli do czoła spalania, które oddala się od kropli, gdy koncentracja tlenu w otoczeniu zmniejsza się. Zwiększa to drogę dyfuzji par, a przez to i czas oddziaływania na nie wysokiej temperatury. Jedynym sposobem przeciwdziałania temu zjawisku jest ujednorodnienie mieszanek, na przykład, przez jej zawirowanie. Sprzyjać to jednak będzie powstawaniu stuków, gdyż zwiększy w pierwszym stadium spalania udział całego wtrysniętego do komory paliwa.

W ten sposób w silnikach z zapłonem samoczynnym stuk i dymienie stają się zjawiskami przeciwnymi.

Jednym z możliwych wyjść z tej sprzeczności i jak się wydaje w tej chwili najlepszym, jest realizacja procesu spalania według systemu M, w którym proces mieszania wskutek ruchu wirowego powietrza nie ma wpływu na wielkość dawki paliwa biorącej udział w pierwszym stadium spalania.

## 8.9. Komory spalania turbin spalinowych

Komory spalania turbin spalinowych oraz silników turbinowo-odrzutowych powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

1. Duża wartość współczynnika wydzielania ciepła

$$\xi = \frac{Q'}{Q}$$

gdzie:  $Q'$  — ciepło wywiązane w procesie spalania, kJ/s,

$Q$  — ciepło doprowadzone do komory spalania, kJ/s.

Współczynnik wydzielania ciepła w całym zakresie pracy komory spalania turbiny spalinowej jest zwykle wyższy od 0,95, w zakresie obliczeniowym natomiast wynosi 0,98÷0,99.

2. Małe straty ciśnienia w komorze wyrażone, np. współczynnikiem spadku ciśnienia całkowitego

$$\sigma_k^* = \frac{\Delta p^*}{p^*}$$

gdzie:  $\Delta p^*$  — spadek ciśnienia całkowitego w komorze,

$p^*$  — ciśnienie całkowite w przekroju wejściowym komory.

W komorach turbin spalinowych  $\sigma_k = 0,01$ — $0,03$ , w silnikach turbinowo-odrzutowych dochodzi natomiast do 0,1.

3. Małe wymiary czyli duże obciążenie cieplne objętości komory

$$q_v = \frac{Q'}{Vp}$$

gdzie:  $V$  — objętość komory,

$p$  — ciśnienie statyczne w przekroju wejściowym komory.

We współczesnych komorach spalania turbin spalinowych  $q_v = (3,5 - 115) 10^3$  kJ/(m<sup>3</sup> · s) bar.

4. Ograniczona nierównomierność rozkładu temperatury spalin w przekroju końcowym komory, którą określa np. współczynnik

$$\delta_T = \frac{T_{mx} - T_{mn}}{T_m}$$

gdzie:  $T_{mx}$  — maksymalna temperatura spalin,

$T_{mn}$  — minimalna temperatura spalin,

$T_m$  — średnia temperatura spalin w końcowym przekroju komory spalania.

To wymaganie zabezpiecza wytrzymałość i długotrwałość pracy łopatek turbiny. Wartość  $\delta_T$  nie powinna przewyższać 0,2—0,3. Na ogół profilowi temperatury w przekroju wylotowym komory spalania nadaje się taką postać, aby wyrównać naprężenia wzdłuż łopatek (które są największe u nasady) co uzyskuje się przez wzrost temperatury spalin, w kierunku ku końcom łopatek.

5. Szybki i pewny rozruch, a także stateczna praca komory w szerokim zakresie warunków. To ostatnie jest szczególnie ważne dla silników lotniczych, od których wymaga się poprawnej pracy na dużych wysokościach, to znaczy w niskich ciśnieniach i temperaturach. Komory spalania tych silników powinny poza tym statecznie pracować przy wysokich współczynnikach nadmiaru powietrza, tj.  $\alpha = 40$ —70.

6. Wygodna i bezpieczna obsługa. Łatwy dostęp do zespołów, które wymagają częstych przeglądów. Długi okres międzyremontowy.

Niektóre wymienione tu wymagania są ze sobą w sprzeczności. Zwiększenie np. obciążenia cieplnego objętości komory spalania prowadzi oczywiście do obniżenia jej ciężaru ale powoduje jednocześnie wzrost współczynnika spadku ciśnienia wskutek wzrostu prędkości przepływu. Podobnie, poprawa mieszania paliwa z powietrzem w strefie spalania zwiększa wartość współczynnika wydzielania ciepła, obniża natomiast zakres współczynników nadmiaru powietrza, w którym to zakresie spalanie jest stateczne.

Z opracowanych wielu konstrukcji komór spalania do turbin spalinowych najczęściej spotyka się obecnie dwie następujące (rys. 8.23):

— z bezpośrednim rozpylaniem paliwa (komory rozpyłowe),

— ze wstępnym odprowadzaniem mieszanki.

Obydwie konstrukcje odpowiadają następującym ogólnym zasadom, które powinny być przestrzegane przy projektowaniu tego rodzaju komór spalania:

1. Podział komory na strefę spalania i mieszania. Temperatura spalin przed turbiną jest ograniczona wytrzymałością łopatek i wynosi  $1000 \div 1200^\circ\text{K}$ . Aby w tak niskiej temperaturze maksymalnej poprawnie zrealizować proces, należy do strefy spalania wprowadzić początkowo tylko część powietrza (powietrze pierwotne) i w ten sposób uzyskać wysoką temperaturę reakcji. Pozostałe powietrze (wtórne) miesza się ze spaliniem po zakończeniu spalania w końcowej części płomienicy.

2. Turkulizacja strug powietrza pierwotnego celem intensyfikacji procesów wymiany masy i ciepła w strefie reakcji. Uzyskuje się to przez zastosowanie zawirowywaczy lub odpowiednio ukształtowanych i rozmieszczonych otworów.

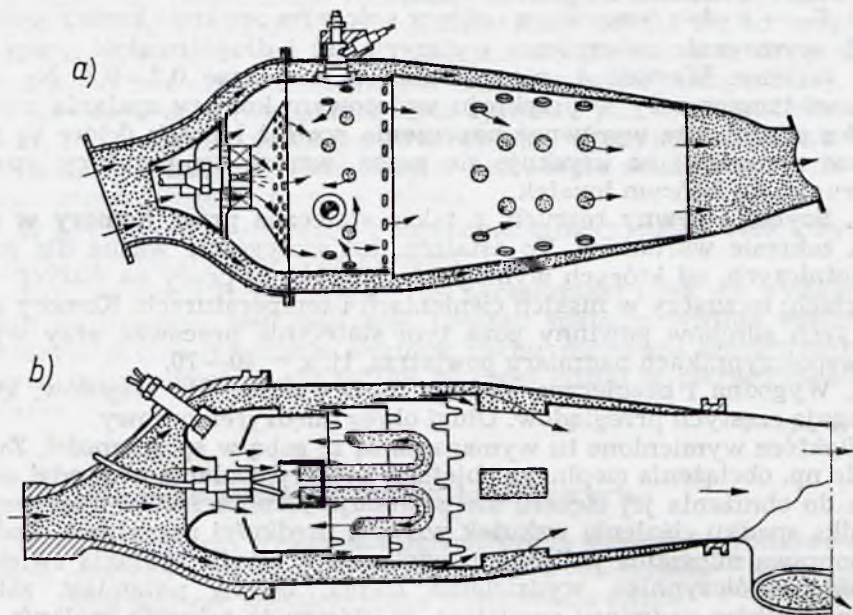
3. Stabilizacja płomienia przez stworzenie w przedniej części płomienicy strefy cyrkulacji spalin.

4. Rozkład paliwa w strudze zabezpieczający przed jego osadzaniem się na ściankach płomienicy. Urzeczywistnia się to, w przypadku komór rozpyłowych, przez taki dobór kąta wtrysku, aby linia maksymalnych



koncentracji paliwa pokrywała się z linią maksymalnych osiowych prędkości przepływu.

5. Chłodzenia płomienicy. To zadanie wykonuje powietrze wtórne opływając jej części przednią a następnie przedostając się do wnętrza przez gęsto rozmieszczone drobne otwory lub szczeliny i tworząc od środka, warstwę izolującą, ściankę od płomienia.



Rys. 8.23. Dwa najczęściej spotykane rodzaje komór spalania: a — komora rozpyłowa, b — komora ze wstępnym odparowaniem mieszanki

W przypadku komór rozpyłowych paliwo jest wtryskiwane bezpośrednio do płomienicy za pomocą rozpylaczy wirowych.

W komorach ze wstępnym odparowaniem mieszanki stosuje się wtryskiwacze strumieniowe, które podają paliwo do odparowywaczy, gdzie miesza się ono z niewielką ilością powietrza. Z odparowywaczy wypływa bogata mieszanka par paliwa i powietrza, która następnie po zmieszaniu z resztą powietrza pierwotnego zostaje spalona w przedniej części płomienicy.

Komory ze wstępnym odparowaniem mieszanki mają następujące zalety w stosunku do komór rozpyłowych:

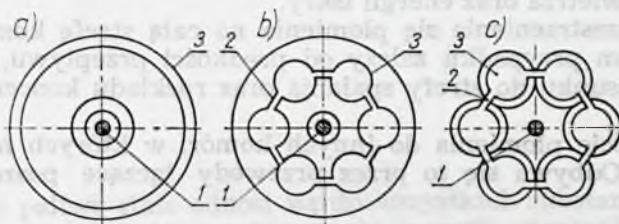
1. Mniejsze dymienie i płomień koloru niebieskiego o małej emisyjności, co jest następstwem braku stref przebogaconych;

2. Mniej wrażliwy profil temperatur w przekroju wyjściowym komory na zmiany dociążenia. W komorze rozpyłowej rozkład paliwa w strefie spalania zależy od jego natężenia przepływu i dlatego zmiany obciążenia cieplnego wpływają na obraz spalania. W komorach ze wstępnym odparowaniem, rozkład paliwa zależy tylko od obrazu przepływu i w związku z tym nie zmienia się ze zmianą obciążenia cieplnego.

Pewnym niedostatkiem komór ze wstępnym odparowaniem mieszanki jest ich niezdolność do pracy przy tak wysokich współczynnikach nadmiaru paliwa jak komory wirowe.

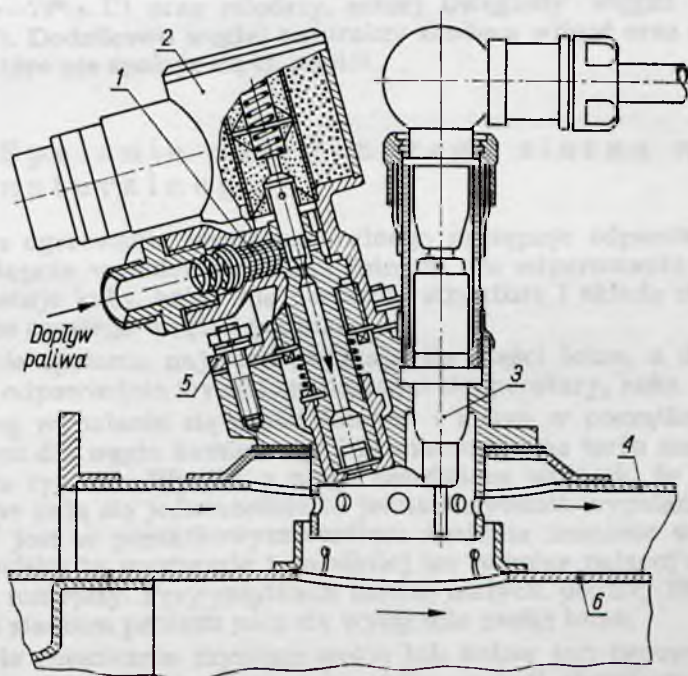
Rozróżnia się trzy sposoby zabudowy komór spalania do turbin (rys. 8.24) i w związku z tym trzy rodzaje konstrukcji komór:

- pierścieniowe,
- sekcyjne,
- indywidualne.



Rys. 8.24. Sposoby zabudowy komór spalania w turbinach spalinowych: a — komora pierścieniowa, b — komora sekcyjna, c — komory indywidualne; 1 — wał turbosprężarki, 2 — przewody łączące płomienie (łączniki zapłonowe), 3 — płomienie

Komory pierścieniowe, jako osiowo-symetryczne pozwalają najlepiej wykorzystać miejsce. Ich badanie jest jednak kosztowne ze względu na duże moce potrzebne do dostarczenia odpowiedniej ilości powietrza. Dlatego najwcześniej opracowano komory indywidualne, które rozmieszcza się wokół wału turbosprężarki w ilości 6÷12 szt. Rozwiązaniem pośrednim są komory sekcyjne, gdzie we wspólnej obudowie umieszcza się indywidualne płomienie.



Rys. 8.25. Świeca wtryskowa: 1 — filtr paliwa, 2 — zawór elektromagnetyczny, 3 — świeca zapłonowa, 4 — zewnętrzna ścianka komory, 5 — wtryskiwacz rozruchowy, 6 — ścianka płomienicy



Do zapłonu komór spalania używa się najczęściej świec wtryskowych (rys. 8.25), które składają się ze sterowanego zaworem elektromagnetycznym wtryskiwacza i elektrycznej świecy zapłonowej.

Zapłon komory odbywa się w trzech stadiach:

— zapłon mieszanki w pobliżu świecy za pomocą iskry.

Pozytywny wynik tego stadium zapłonu zależy od współczynnika nadmiaru powietrza oraz energii iskry.

— rozprzestrzenienie się płomienia na całą strefę komory spalania. Sukces w tym przypadku zależy od prędkości przepływu, umieszczenia świecy w stosunku do strefy spalania oraz rozkładu koncentracji paliwa w komorze.

— przejście płomienia do innych komór, w których nie ma świecy zapłonowej. Odbywa się to przez przewody łączące poszczególne płomienice.

Rys. 8.24. Schemat zapłonowej komory spalania w turbinie gazowej: 1 — świeca zapłonowa; 2 — komora spalania; 3 — przewody łączące poszczególne płomienice.

Komory spalania w turbinie gazowej są urządzeniami, które w sposób ciągły przetwarzają energię mechaniczną na energię cieplną. Ich budowa jest bardzo skomplikowana ze względu na duże masy potrzebne do dostarczenia odpowiedniej ilości powietrza. Dla tego najczęściej opierano się na budowie komory spalania z dwoma wlotami powietrza: wlotem głównym w ilości 8-12% masy powietrza i wlotem dodatkowym w ilości 1-2% masy powietrza. Wlot dodatkowy służy do zapłonu mieszanki.

