

Aleksander KRUCKI

Instytut Techniki Ciepłej w Łodzi
Zakład Urządzeń Energetyki Konwencjonalnej

GAZODYNAMICZNE ROZPYLACZE OLEJU TYPU Y

Streszczenie. Przedstawiono ogólny stan techniki dotyczący najnowocześniejszych gazodynamicznych rozpylaczy oleju typu Y. Podano wyniki prac Instytutu Techniki Ciepłej w Łodzi obejmujące badania laboratoryjne oraz zastosowanie rozpylaczy Y własnej konstrukcji w palnikach energetycznych. Przedstawiono możliwości zastosowań rozpylaczy Y oraz omówiono różnice wymagań stawianych konstrukcjom palników wyposażonych w rozpylacze hydrodynamiczne i gazodynamiczne Y.

Od początku istnienia przemysłowych palników olejowych stosowano w nich rozpylacze gazodynamiczne. Po pierwszym okresie ich powszechnego stosowania w niektórych dziedzinach popularniejsze stało się rozpylanie ciśnieniowe.

Ze względu na szereg zalet rozpylanie gazodynamiczne zawsze pozostało w technice światowej najpopularniejszym sposobem rozpylania w odniesieniu do stacjonarnych urządzeń lokalizowanych pod gołym niebem, urządzeń z iniekcyjnym podsysaniem powietrza do spalania oraz w palnikach rozruchowych w kotłach energetycznych.

W Polsce palniki ciśnieniowe są jednak częściej stosowane niż się to przyjęło w całym świecie. Wydaje się, że jest to skutkiem zasugerowania kadry technicznej dwoma przesłankami:

- 1 - palnik z rozpylaniem gazodynamicznym wymaga większego nakładu energii do rozpylania paliwa;
- 2 - utarło się mniemanie, że wprowadzenie dodatkowej pary do paleniska tzn. pary rozpylającej, spowoduje powiększenie bądź przyspieszenie korozji niskotemperaturowej końcowych powierzchni ogrzewalnych.

Dla nowoczesnych rozpylaczy gazodynamicznych zużycie pary rozpylającej wynosi $0,05 + 0,10$ kg pary na 1 kg oleju. Powoduje to, że w spalinach stechiometrycznych powstałych ze spalania 1 kg oleju o przeciętnym składzie zwiększa się zawartość wody z 1,1 kg do wartości $1,15 + 1,20$ kg, a więc bardzo nieznacznie. W dawnych konstrukcjach, gdy zużycie pary zawierało się w granicach $0,5 + 1,0$ kg/kg miało to rzeczywiście istotne znaczenie.

Następnym czynnikiem małej popularności palników z rozpylaniem gazodynamicznym w Polsce był brak dobrych krajowych konstrukcji.

Rozpylacze gazodynamiczne w porównaniu z ciśnieniowymi charakteryzują się następującymi zaletami:

- 1/ większą pewnością ruchu,
- 2/ większym zakresem regulacji,

Na rys. 2 pokazano końcówkę lancy olejowej z zamontowaną dyszą Y. Widoczny sposób doprowadzenia oleju i pary. Szczelność połączeń uzyskuje się przez dociśnięcie elementów nakrętką 3. Wówczas dysza 1 i przekładka 2 zostaje dociśnięta do czoła lancy 4. Oczywiście dla osiągnięcia całkowitej szczelności wymagana jest odpowiednia jakość powierzchni stykających się /gładkość, płaskość i równoległość powierzchni/.

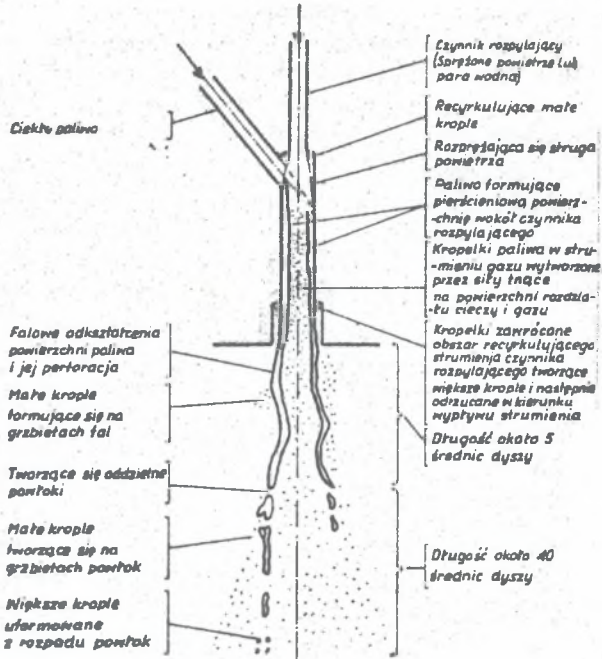
Szeroko stosowana konstrukcja podlega wciąż intensywnemu rozwojowi, wprawdzie patenty dotyczące samej koncepcji rozpylacza Y dawno wygasły, jednak w dalszym ciągu są patentowane rozwiązania dotyczące niektórych szczegółów konstrukcyjnych np. uszczelnień układu wewnętrznego lancy.

Możliwość stosunkowo łatwego dobrania kąta zawartego między osią dyszy a osią otworu mieszania umożliwia kształtowanie płomienia stosownie do potrzeb - szerokiego lub długiego, a ponadto pozwala na wykorzystanie rozpylacza w palnikach wywiązujących płomień niesymetryczny. W palnikach, od których wymaga się szczególnie dużego zakresu regulacji, bywają stosowane rozpylacze dwustopniowe. Stopień pierwszy stanowi wówczas zwykle rozpylacz hydrodynamiczny umieszczony w osi rozpylacza gazodynamicznego. Rozpylacz hydrodynamiczny, dla ochrony przed przegrzaniem, może być wycofywany po zakończeniu cyklu swojej pracy. Alternatywą takiego rozwiązania w odniesieniu do palników o dużym zakresie regulacji może być wymiana lancy z rozpylaczem, co wiąże się jednak każdorazowo z koniecznością wygaszenia palnika. Czasami stosowane są hydrodynamiczne rozpylacze dwubiegowe, których wykonawstwo wydaje się być jednak bardziej skomplikowane.

Na rys. 3 pokazano uproszczony model przebiegu rozpylania paliwa w elementarnym rozpylaczu Y. Czynniki rozpylający /para wodna lub powietrze/ doprowadzany jest z góry stopniowanym otworem. Ciekłe paliwo dopływa skośnym otworem z lewej strony. W otworze mieszania struga powietrza /ogólnie mówiąc - czynnika rozpylającego/ rozpręta się w środku otworu. Paliwo płynie w formie cienkiej warstewki przy ściankach otworu tworząc film cieczowy. Za otworem mieszania grubość pierścieniowej warstewki oleju ulega zmniejszeniu, a ponadto występują falowe odkształcenia powierzchni prowadzące do jej perforacji. Dalej następuje stopniowy podział warstewki oleju na mniejsze i większe powłoki rozpadające się pod wpływem sił aerodynamicznych. Częściowo proces rozpadu paliwa na krople odbywa się na grzbietach fal bezpośrednio za otworem mieszania, a nawet w jego wnętrzu. Proces rozpadu warstewki paliwa kończy się całkowicie w odległości odpowiadającej ok. 45 średnicom otworu mieszania.

W spotykanych konstrukcjach liczba elementarnych rozpylaczy w dyszy zawiera się z reguły w granicach 6+12 szt. - w zasadzie nieprzekraczając liczb 5 i 18.

Na stoisku znajdującym się w Instytucie Techniki Ciepłej wykonywano pomiary dotyczące charakterystyk szeregu rozpylaczy typu Y. Badania prowadzono na rozpylaczach importowanych, a także skonstruowanych w ITC.



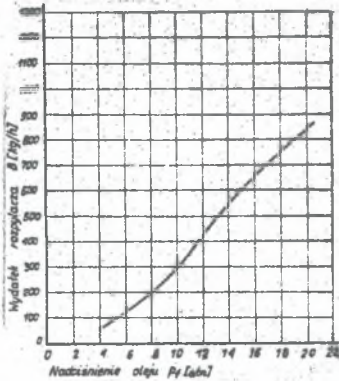
Rys.3. Uproszczony model przebiegu rozpylania oleju w elementarnym rozpylaczu Y [2].

Jako czynnika rozpylającego używano sprężonego powietrza. Olej opałowy został zastąpiony przez mieszaninę olejów maszynowych o gęstości 866 kg/h i lepkości kinematycznej 28 cSt /3,78^oE/ w temperaturze 25^oC. Parametry te są bardzo bliskie rzeczywistym własnościom oleju opałowego w temperaturze pracy rozpylacza.

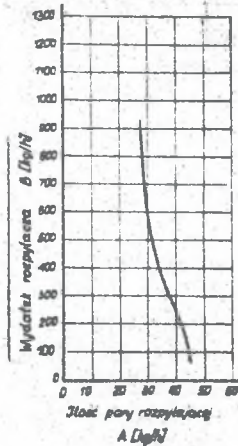
Konstrukcja stoiska pozwala na mierzenie temperatury, ciśnienia i ilości sprężonego powietrza oraz oleju.

Struga rozpylonego oleju z badanej dyszy dostaje się do komory, w której panuje podciśnienie wytworzone przez wentylator wyciągowy. W komorze i dalej w cyklonie olej zostaje odseparowany i wraca na powrót do układu. Wytworzenie podciśnienia w komorze rozpylania pozwala na bezpieczną bezpośrednią obserwację wytworzonej strugi rozpylonego paliwa, jej pomiary i fotografowanie.

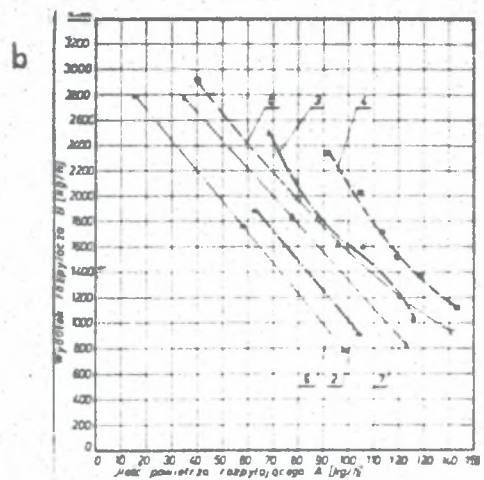
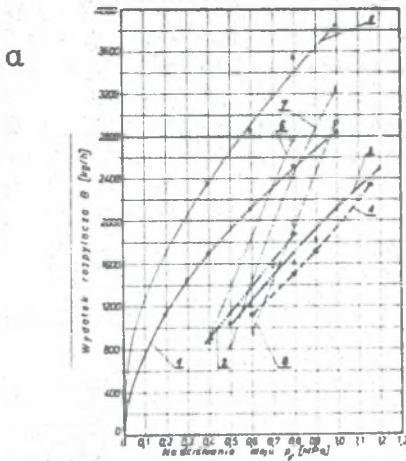
Przebieg charakterystyki rozpylacza Y - wydatek oleju B w funkcji ciśnienia oleju p_f - jest uzależniony od szeregu parametrów konstrukcyjnych rozpylacza oraz zakresu ciśnień obu czynników. Rys. 4 [3] przedstawia tę zależność przy zachowaniu stałego ciśnienia czynnika rozpylającego. Przebieg krzywej jest monotoniczny, jednak posiada ona wyraźny punkt przegięcia.



Rys.4. Wydatek rozpylacza B w funkcji ciśnienia paliwa p_f. Stałe ciśnienie pary p_a = const. [3]



Rys.5. Związek wydatku rozpylacza B i zużycia pary rozpylającej A przy p_a = const. [3]



Rys.6. Wyniki pomiarów wykonanych w ITC dla rozpylacza fabrycznie nowego i używanego [4]

a - wydatek B w funkcji ciśnienia oleju p_f, p_a = const.

b - związek wydatku B i zużycia powietrza rozpylającego A, p_a = const.

Rozpylacz fabrycznie nowy /linie 1-4/: 1 — p_a = 0;

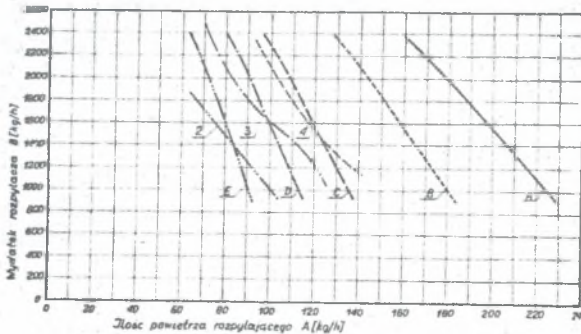
2 — p_a = 0,4 MPa; 3 — p_a = 0,5 MPa; 4 — p_a = 0,6 MPa

Rozpylacz używany /linie 5-8/: 5 — p_a = 0;

6 — p_a = 0,4 MPa; 7 — p_a = 0,5 MPa, 8 — p_a = 0,6 MPa.

Stałość ciśnienia czynnika rozpylającego nie oznacza jednak, że jego zużycie w tych warunkach pozostanie stałe. Rys. 5 [3] przedstawia związek między zużyciem pary rozpylającej A i wydatku rozpylacza B odpowiadające rys. 4. Widoczne jest zmniejszenie konsumpcji pary w miarę wzrostu wydatku B.

Na rys. rys. 6a,b i 7 przedstawiono wyniki pomiarów i obliczeń jednego z badanych w ITC rozpylaczy Y produkcji zachodniej. Pomiarzy przeprowadzono dla dwóch egzemplarzy, z których jeden był fabrycznie nowy a drugi był eksploatowany w palniku przez okres ok. 1 roku.



Rys.7. Wyniki pomiarów i obliczeń dla rozpylacza jak na rys. 6.

Wyniki obliczeń: A - $p_a = 1,0$ MPa; B - $p_a = 0,8$ MPa;
 C - $p_a = 0,6$ MPa; D - $p_a = 0,5$ MPa; E - $p_a = 0,4$ MPa.
 Wyniki pomiarów: 2 - $p_a = 0,4$ MPa; 3 - $p_a = 0,5$ MPa,
 4 - $p_a = 0,6$ MPa.

Czynnik rozpylający powietrze.

Na rys. 6a naniesiono krzywe wydatku rozpylacza w funkcji ciśnienia oleju /przy stałym ciśnieniu powietrza/. Poszczególne krzywe /rozpylacz nowy/ wykreślono dla:

- 1 - $p_a = 0 = \text{const.}$ /tj. zamknięty przepływ powietrza/
- 2 - $p_a = 0,4$ MPa = const.
- 3 - $p_a = 0,5$ MPa = const.
- 4 - $p_a = 0,6$ MPa = const.

Kolejne linie, w miarę wzrostu ciśnienia p_a układają się coraz niżej a ich charakter /prócz 1/ jest zbliżony do linii prostych. Pomiarzy wykonano dla rozpylacza nowego /linie grube 1+4/ oraz używanego /linie cienkie 5+8/. Wystąpiła duża rozbieżność charakterystyk obu rozpylaczy /największa dla całego badanego typoszeregu/, jakkolwiek zachowane jest wyraźne podobieństwo charakterystyk. Przyczyny wystąpienia tego faktu należałoby upatrywać w zużyciu erozyjnym kanałów rozpylacza spowodowanym obecnością w oleju stałych cząstek. Analogiczne podobieństwo charakterystyk nowego i używanego rozpylacza uwidoczniło się na rys. 6b przedstawiającym związek wydatku B i zużycia powietrza A.

Na rys. 7 przedstawiono wyniki pomiarów /linie 2, 3 i 4/ dla ciśnienia powietrza 0,4; 0,5 i 0,6 MPa oraz teoretycznie obliczone dla tych samych ciśnień odpowiednio linie E, D i C. Linie B i A przedstawiają wyniki obliczeń dla $p_a = 0,8$ i $1,0$ MPa. Zbieżność linii 2 i E odpowiadających ciśnieniu $p_a = 0,4$ MPa, 3 i D odpowiadających ciśnieniu $p_a = 0,5$ MPa oraz 4 i C odpowiadających ciśnieniu $p_a = 0,6$ MPa jest znaczna, jakkolwiek nie można jej jeszcze uznać za zadowalającą.

Analogiczne obliczenia przeprowadzone dla użycia pary rozpylającej wykazały, że dla tych samych ciśnień, możliwe jest przeliczanie zużycia powietrza i pary wg wzoru

$$A_{\text{pary}} = 0,63 \cdot A_{\text{powietrza}}$$

Wg przyjętej metodyki obliczeń, dla zakresu ciśnienia czynnika rozpylającego $p_a = 0,4 + 1,0$ MPa, błąd nie przekracza 3%, przy spełnieniu dodatkowych warunków:

- temperatura powietrza wynosi 20°C ,
- para jest przegrzana o 75°C ponad linię nasycenia.

Wzór ten pozwala ocenić, że koszt rozpylania za pomocą pary jest 3,1 raza wyższy niż rozpylania za pomocą powietrza /wg aktualnych cen/ przy wytwarzaniu pary w kotłach olejowych.

Obliczenia wykonano w oparciu o dostępne dane literaturowe, jakkolwiek są one bardzo skąpe. Właściwie jedyne materiały zawiera publikacja Mullingera i Chigiera oraz wcześniejsza lecz zupełnie ogólne, Niepenberga [3]. Niepenberg zaleca prowadzenie obliczeń czynnika rozpylającego jak dla przepływu krytycznego przy współczynniku kontrakcji stałym, równym 0,7.

Badania angielskie [2], choć prowadzone głównie dla określenia jakości rozpylania, wykazały jednak, że współczynnik ten zmienia się w granicach $0,15 + 0,83$. Jego wartość została związana przez badaczy z prędkością oleju w otworze d_f . W wyniku otrzymali oni zależność liniowo malejącego współczynnika kontrakcji w funkcji prędkości oleju. Badania te wykonano dla zakresu prędkości oleju $0 + 45$ m/s.

Zalecenia i dane eksperymentalne [2] zostały uwzględnione w obliczeniach wykonanych w ITC dla przepływu czynnika rozpylającego. Przepływ oleju obliczono wg równania Bernoulliego zakładając stałą wartość współczynnika kontrakcji 0,8.

Przy zastosowaniu rozpylacza w palniku decydującą rolę w jego przydatności odgrywa jakość rozpylania wytwarzanej strugi oleju. Ocenę tę można przeprowadzać wg wzoru Wigga, będącego zmodyfikowanym wzorem Nukiyamy-Tanasawy:

$$MMD = 200 \cdot \nu^{0,5} \cdot B^{0,1} \cdot \left(1 + \frac{B}{A}\right)^{0,5} \cdot h^{0,1} \cdot G^{0,2} \cdot \rho^{-0,3} \cdot \sigma^{-1}$$

gdzie:

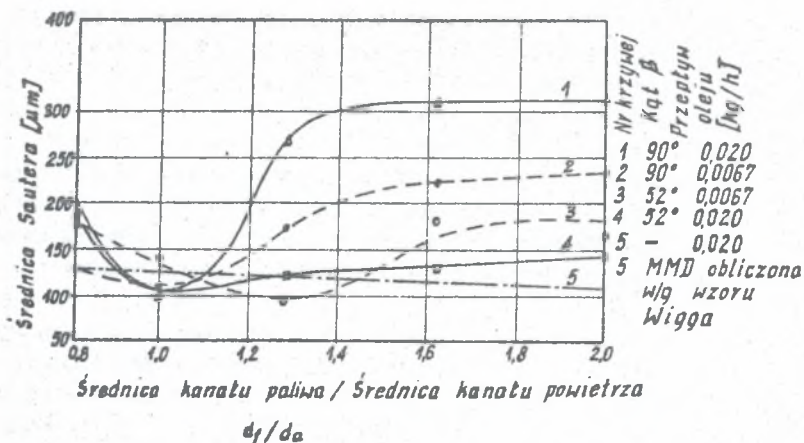
MMD - średnia średnica masowa [μm],

ν - współczynnik lepkości kinematycznej oleju [cSt],

- σ - napięcie powierzchniowe oleju [mN/m],
 ρ - gęstość czynnika rozpylającego [g/cm³],
 B - przepływ oleju [g/s],
 A - przepływ czynnika rozpylającego [g/s],
 \mathcal{V} - prędkość paliwa [m/s],
 h - promień dyszy mieszania [cm].

Wyjaśnienia wymaga pojęcie średniej średnicy masowej MMD: jest średnica kropeł odpowiadająca podziałowi masy rozpylonej strugi na połowę - połowa masy strugi jest rozpylona na krople o średnicy większej od MMD, a połowa na krople o średnicy mniejszej od MMD.

Wzór Wigg'a pozwala na wstępną ocenę jakości rozpylania, chociaż nie ujmuje wpływu szeregu istotnych czynników. Wpływ takich elementów jak kąt między osiami otworu paliwowego i mieszania, długość przedwstępnego odcinka mieszania, długość odcinka mieszania, stosunki wymiarowe średnic nie zostają oddane we wzorze, jakkolwiek mają istotne znaczenie.



Rys. 8. Średnica Sautera wytworzonej przez rozpylacz strugi w funkcji niektórych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych [2].

Na rys. 8 porównano wyniki obliczeń wg wzoru i otrzymane eksperymentalnie wyniki dla kilku zmiennych parametrów. Zalecenia co do konstrukcji rozpylaczy ujmują szereg zależności, których obliczenie nie jest możliwe, jednak na razie są one niewystarczające do prawidłowego zaprojektowania rozpylacza bez przeprowadzenia badań.

W oparciu o obserwacje własne oraz dane katalogowe renomowanych firm, można stwierdzić, że optymalnym rozwiązaniem konstrukcyjnym palnika dla rozpylacza Y jest dysza Venturi. Wykorzystanie właściwości rozpylacza Y, pozwalające na konstrukcję palnika o szerokim zakresie

regulacji 1:3 a nawet 1:5, utrzymanie współczynnika nadmiaru powietrza na poziomie 1,02 dla wydatku znamionowego, a poniżej 1,10 w pozostałym obszarze jego pracy, jest możliwe tylko przy tej konstrukcji palnika. Wymaga się wówczas dużych prędkości powietrza, co wiąże się ze znacznym oporem aerodynamicznym palnika. Ważną rolę odgrywa tu również efektywność działania zawirowywacza powietrza.

ITC wykonał w ostatnim okresie kilka projektów konstrukcyjnych, w których zastosował rozpylacze typu Y.

W Elektrociepłowni w Mazowieckich Zakładach Rafineryjnych i Petrochemicznych w Płocku od ok. 1,5 roku pracuje palnik o wydatku znamionowym 1750 kg/h, spalający pozostałość po próżniowej destylacji ropy oraz mieszaniny asfaltów. Wobec pozytywnej oceny pracy prototypu wykonano projekt wyposażenia kotłów OO-320 w takie palniki.

Dla Elektrociepłowni Zakładów Włókien Chemicznych ELANA w Toruniu, ITC zaprojektował rozpylacze typu Y, które mogą być eksploatowane w obudowach palników Cu-2500 o wydatku znamionowym 2500 kg/h. Próby wykonane po wyposażeniu wszystkich palników kotła OO-120 w te rozpylacze, potwierdziły prawidłowość pracy i możliwość regulacji kotła i palników. Wykorzystano tu dotychczas istniejące obudowy palników, ponieważ rozwiązanie to traktowane jest jako awaryjne, użytkowane tylko w okresie, gdy niemożliwe byłoby utrzymanie ciśnienia oleju na poziomie zapewniającym prawidłową pracę rozpylaczy hydrodynamicznych, które pozostają podstawowymi rozpylaczami dla tych palników.

Nie wymienia się innych konstrukcji ITC z tej dziedziny, które nie osiągnęły jeszcze stadium zastosowania technicznego.

LITERATURA

1. Krucki A., Kapitaniak A.: Badania charakterystyk przepływowych rozpylaczy z rozpylaniem parowym. Sprawozd. ITC, nr ew. 4744, Łódź 1984.
2. Mullinger P.I., Chigier N.A.: The design and performance of internal mixing multijet twin fluid atomizers. J. of the Institute of Fuel, 1974, s. 251.
3. Niepenberg H.: Industrie-Ölfeuerungen. V.Kopf & Co KG, Stuttgart 1968.
4. Volcano. Materiały katalogowe.

У-ОБРАЗНЫЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСПЫЛИТЕЛИ МАСЛА

Р е з ю м е

Газодинамические распылители масла для масляных горелок в польской энергетике применяются в котельных установках гораздо реже, чем в высокоиндустриализованных странах мира. Немного высшая стоимость распыливания, вызванная потреблением добавочного медиума (пара или сжатого воздуха), по сравнению с гидродинамическими распылителями рекомпенсируется однако более широким диапазоном регулировки, а также рядом эксплуатационных преимуществ. Многолетнее отсутствие народного производства, а также научных исследований в этой области стали причиной значительной отсталости.

В статье представлено общее состояние техники в области газодинамических распылителей типа У. Даются также результаты лабораторных исследований Лодзинского института тепловой техники и примеры применения собственных конструкций в промышленной энергетике. В статье представлены расхождения в конструкции горелок, снабженных гидродинамическими и газодинамическими распылителями типа У.

THE TWIN FLUID OIL ATOMIZERS TYPE Y

S u m m a r y

The twin fluid oil atomizers for oil burners are less frequently used in Poland than as boiler devices of other industrialized countries.

A higher cost of atomization is result by consuming of atomization medium (steam or pressed air) in comparison with pressure nozzles, but on the other hand is compensated by a wider regulation range and other exploitation advantages.

Absence of home produce as well as testing in this scope existing for a number of years has caused considerably under-development in this respect.

The state of world technology of twin fluid oil atomizers type Y has been presented. Experimental dates of laboratory research works and example of devices design realized in the Institute of Heat Engineering for industrial power plants are given in this article.

Recenzent: Prof. mgr inż. Piotr Orłowski

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1986 r.