

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

87

WARSZAWA - POZNAŃ 1984

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with/special reference to fluid-flow machinery

RADA REDAKCYJNA - EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK · KAZIMIERZ STELLER
ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY - CHAIRMAN) · JÓZEF ŚMIGIELSKI

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1984

Printed in Poland

ISBN 83-01-05677-0

ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 300 + 90 egz.	Oddano do składania 30 XI 1983 r.
Ark. wyd. 10,25. druk. 9,5	Podpisano do druku 3 IX 1984 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g, 70×100	Druk ukończono we wrześniu 1984 r.
Cena zł 120,-. A-12/542.	Zamówienie nr 160/36.

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. ADAMA MICKIEWICZA W POZNANIU

TADEUSZ CHMIELNIAK, GERARD KOSMAN, HENRYK ŁUKOWICZ

Gliwice*

Badania średnich współczynników wnikania ciepła w kadłubach zaworów turbin parowych**

W pracy przedstawiono wyniki badań średnich współczynników wnikania ciepła w zaworze turbiny, oparte na analogii wymiany ciepła i masy zaproponowanej przez Chiltona-Colburna***. Pomiar współczynników wymiany masy wykonano metodą sublimacji naftalenu w powietrzu. Wyniki badań przedstawiono w postaci zależności $Nu = f(Re)$.

Wykaz oznaczeń

a — współczynnik wyrównywania temperatur,	wiedniego odcinka w obiekcie rzeczywistym,
c_p — ciepło właściwe płynu [J/kgK],	$Sc = \nu/D_c$ — liczba Schmidta,
D_c — współczynnik dyfuzji molekularnej,	$Sh = \beta l_0/D_c$ — liczba Sherwooda,
l_0 — liniowy wymiar charakterystyczny,	$St_H = \alpha/(c_p \rho w)$ — liczba Stanton dla wymiany ciepła,
m — strumień masy [kg/s],	$St_M = \beta/w$ — liczba Stanton dla wymiany masy,
$Nu = \alpha l_0/\lambda$ — liczba Nusselta,	T_n — temperatura przy powierzchni naftalenu [K],
p_n — ciśnienie nasycenia par naftalenu [N/m ²],	T_0 — temperatura otoczenia [K],
$Pr = \nu/a$ — liczba Prandtla,	w — średnia prędkość powietrza przy realizacji wymiany masy, średnia prędkość płynu biorącego udział w wymianie ciepła przez konwekcję [m/s],
$Re = w l_0/\nu$ — liczba Reynoldsa,	α — współczynnik wnikania ciepła [W/m ² K],
R_n — stała gazowa par naftalenu [J/kgK],	β — współczynnik wymiany masy [m/s],
r_s — ciepło sublimacji naftalenu [J/kg],	
S — stosunek charakterystycznego wymiaru w modelu do odpow-	

* Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej.

** Pracę wykonano w ramach problemu międzyresortowego MR. I. 26, pt. „Podstawy projektowania maszyn i urządzeń energetycznych” koordynowanego przez Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku.

*** Przedstawione metody można stosować również do wyznaczenia lokalnych współczynników wnikania, ale podane wyniki dotyczą tylko wartości średnich.

- λ – współczynnik przewodzenia ciepła [W/mK],
 μ – współczynnik lepkości dynamicznej [kg/ms],
 ν – współczynnik lepkości kinetycznej [m²/s],
 ρ – gęstość płynu [kg/m³].

Indeksy

- M – model,
 Z – obiekt (zawór).

1. Wstęp

Zawory szybko zamykające i regulacyjne turbiny stanowią ważny węzeł konstrukcyjny z punktu widzenia elastyczności cieplnej całej maszyny. Doświadczenia eksploatacyjne wykazują, że zawory mogą limitować proces nagrzewania turbiny [1]. Stwierdzenie to potwierdzają również zalecane przez instrukcje obsługi dopuszczalne szybkości zmian temperatur w wybranych punktach turbiny dużej mocy (tab. 1). Z podanych wartości wynika, że najwolniej, poza kadłubami wewnętrznymi, należy nagrzewać zawory szybko zamykające części WP.

Tabela 1

Dopuszczalne prędkości zmian temperatur w wybranych punktach turbiny dużej mocy $\partial T/\partial t$ [K/min]

Miejsce pomiaru	Zakres temperatur	< 200°C	200 - 400°C	> 400°C
Rurociąg pary świeżej		5	4	3
Kadłuby zaworów szybko zamykających WP		3	2	2
Kadłuby zaworów szybko zamykających SP		4	3	3
Kadłuby zaworów regulacyjnych WP i SP		6	5	3
Kadłub wewnętrzny WP i SP		3	2	2
Kadłub zewnętrzny WP i SP		4	3	3

Badania stanów termicznych zaworów są skromniejsze niż badania innych elementów, np. kadłubów. Pewne fragmentaryczne informacje na ten temat i wybrane rezultaty badań można znaleźć w pracach [2 - 6]. W pracy [6] wydanej w roku 1980 stwierdzono, że informacje o współczynnikach wnikania ciepła w komorze zaworów są niepełne i dotyczą kilku szczególnych przypadków procesu nagrzewania zaworów w czasie rozruchu turbiny. Trzeba w tym miejscu podkreślić fakt, że badania te dotyczą wartości średniej współczynnika wnikania dla całej komory.

Zagadnienia cieplno wytrzymałościowe turbin stanowią przedmiot naukowych zainteresowań Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej. W ramach kompleksowych badań w tym zakresie analizowano również stany termiczne zaworów [8]. Prezentowane niżej wyniki zaczerpnięto z tej pracy.

Podstawowym celem były badania warunków wymiany ciepła w zaworach w różnych warunkach eksploatacji i określenie współczynników wnikanía ciepła. W badaniach modelowych zastosowano analogię między wymianą masy i ciepła do wyznaczenia lokalnych i średnich współczynników wnikanía. Na podstawie uzyskanych rezultatów opracowano równanie kryterialne $Nu=f(Re)$ określające średnią wartość Nu dla całej komory zaworowej. W dalszym etapie badań zweryfikowano opracowane równanie kryterialne. W tym celu przeprowadzono pomiary stanu termicznego zaworów na obiektach rzeczywistych.

Omawiany w niniejszej pracy fragment badań [8] można podzielić na trzy części:

- a. Przegląd dotychczasowych badań współczynników wnikanía ciepła w komorze zaworów turbin parowych. Porównanie i analiza uzyskanych rezultatów.
- b. Wyznaczenie współczynników wnikanía ciepła w zaworze regulacyjnym oparte na analogii wymiany ciepła i masy. Charakterystyka stanowiska pomiarowego i techniki pomiaru, omówienie wyników badań.
- c. Badania stanu termicznego zaworów na obiektach rzeczywistych. Analiza pól temperatur w zaworach. Weryfikacja formuł obliczeniowych wyznaczonych metodą analogową.

2. Wybrane rezultaty dotychczasowych badań współczynników wnikanía w zaworach turbin parowych

Wymiana ciepła między parą a zaworem turbiny zachodzi głównie na powierzchniach komory i króćców. Przepływ pary przez komorę zaworu jest bardzo złożony i trudny do określenia. Powoduje to komplikacje przy wyznaczaniu współczynnika wnikanía ciepła. Współczynnik ten zależy od bardzo wielu parametrów, w szczególności od parametrów i strumienia pary, cech konstrukcyjnych zaworu, jego stanu cieplnego i sposobu realizacji procesu nagrzewania i rozruchu turbiny.

Badania współczynników wnikanía w zaworach koncentrują się głównie wokół problemu wpływu warunków nagrzewania i pracy turbiny na wartość średnią współczynnika α dla całej komory. Pomija się rozkład współczynnika wnikanía, mimo iż lokalne wartości w poszczególnych punktach komory mogą być zróżnicowane. Opracowane metody pomiarów pozwalają na wyznaczenie wartości lokalnych współczynnika α , lecz publikowane w literaturze wyniki badań, a zwłaszcza ich opracowanie w postaci formuł obliczeniowych, dotyczą jedynie wartości średnich.

Badania średnich współczynników wnikanía dla całej komory mają bardzo istotne znaczenie w zagadnieniach optymalizacji warunków rozruchu turbiny, ponieważ w obliczeniach optymalizacyjnych wykorzystuje się wyłącznie jednowymiarowy model nagrzewania komory.

W najprostszym ujęciu przy wyznaczaniu rozkładu temperatury w zaworze wykorzystuje się formułę kryterialną słuszną dla przewodów prostych [6]

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (1)$$

Takie podejście może być źródłem poważnych błędów, ponieważ struktura przepływu

pary przez zawór zasadniczo różni się od przepływu w rurze. W pracy [5] wykazano, że wartości α wyznaczone z (1) są 2 - 2,5 razy mniejsze od wartości rzeczywistych. Na podstawie danych eksperymentalnych w [5] opracowano zależność

$$Nu = 0,046 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (2)$$

W pracy [2] prowadzono badania współczynników α metodą alfakalorymetryczną. Pomiary prowadzono na dwóch stanowiskach o różnym zakresie zmienności liczb Re . Wszystkie wyniki pomiarów w pierwszej serii badań aproksymowano wzorem

$$Nu = 2,51 Re^{0,5} \quad (3)$$

dla

$$Re = 4,36 \cdot 10^3 \div 1,78 \cdot 10^4.$$

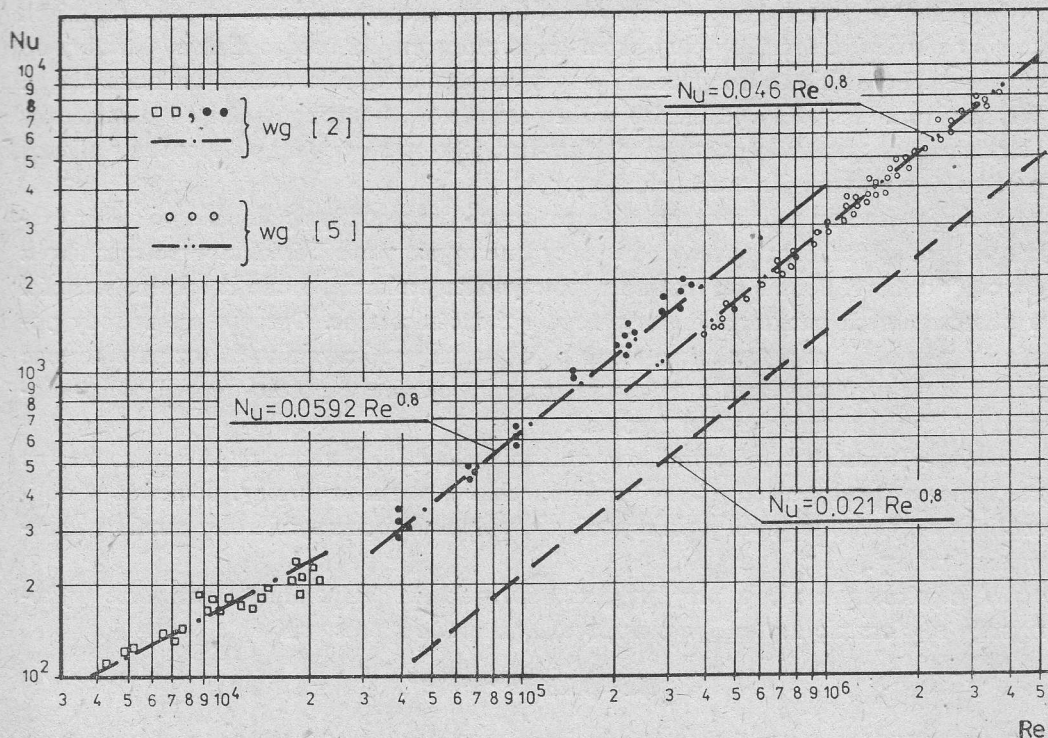
Opracowanie wyników drugiej serii prowadzi do zależności

$$Nu = 0,0592 Re^{0,8} \quad (4)$$

dla

$$Re = 3,98 \cdot 10^4 \div 3,16 \cdot 10^6.$$

Porównanie formuł (1) - (4) przedstawiono na rysunku 1. Przyjęto $Pr = 1$, co jest słuszne dla pary wodnej w zakresie temperatury 450 - 540°C i ciśnienia 10 - 15 MPa. Na rysunku 1 zaznaczono również punktami wyniki pomiarów uzyskane w [2] i [5].



Rys. 1. Porównanie formuł (1) ÷ (4)

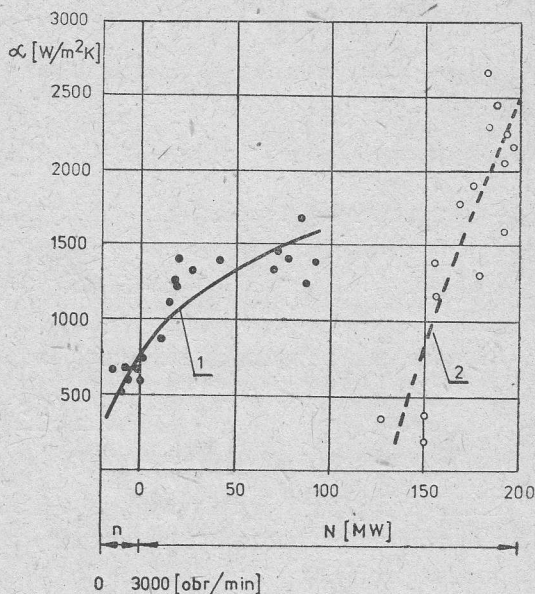
Uwzględniając, że

$$Re = \frac{w d_k}{\nu}, \quad Nu = \frac{\alpha d_k}{\lambda}$$

i wyrażając prędkość przez masowe natężenie przepływu $\dot{m}$, a z kolei $\dot{m}$ przez moc N , można uzależnić współczynnik wnikania α od mocy turbiny. W pracy [3] współczynnik α uzależniono od mocy turbiny w postaci formuły

$$\alpha = C + A \left(\frac{n}{n_0} \right)^a + B \left(\frac{N}{N_0} \right)^b, \quad (5)$$

gdzie A, B, C, a, b – współczynniki doświadczalne, N_0, n_0 – nominalna moc i nominalna liczba obrotów turbiny.



Rys. 2. Współczynniki wnikania ciepła w komorze zaworów regulacyjnych [5]

1 – zawór nr 2 przy zamkniętych zaworach nr 3 i 4, 2 – zawór nr 3

Człon zawierający liczbę obrotów i stała C opisują współczynnik α w czasie biegu luzem. Na przykład dla zaworu odcinającego uzyskano następującą zależność

$$\alpha = 4,19 \left[200 + 500 \frac{n}{n_0} + 1200 \left(\frac{N}{N_0} \right)^{0,7} \right]. \quad (6)$$

Formuły w postaci (5) są również analizowane w pracy [7]. Podobne badania, ale dla zaworów regulacyjnych prowadzono w [5], a wybrane rezultaty badań przedstawiono na rysunku 2.

3. Badania współczynników wnikania ciepła w zaworze regulacyjnym turbiny metodą analogową

3.1. Analogia między procesami wnikania ciepła i masy

Zjawiska wymiany ciepła i masy wykazują daleko idące analogie. Uzewnętrznia się to w identycznej budowie równań opisujących oba zjawiska.

Ponieważ techniki modelowania wymiany masy są zazwyczaj prostsze niż techniki modelowania przepływu ciepła, fakt ten można wykorzystać do ustalenia ilościowych zależności opisujących konwekcyjne współczynniki wnikania ciepła dla danej geometrii. Ogólnie mówiąc można tego dokonać za pomocą pomiarów wykonywanych w małoskalowym izotermicznym modelu, w którym powierzchnie wymiany ciepła w obiekcie rzeczywistym zostały zastąpione powierzchniami wymiany masy.

Chilton i Colburn [11] na podstawie doświadczeń ujmują analogię wnikania ciepła i masy w przepływie burzliwym w postaci związku

$$j_H = j_M, \quad (7)$$

gdzie j_H — bezwymiarowy współczynnik dla przepływu ciepła

$$j_H = St_H Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}, \quad (8)$$

j_M — bezwymiarowy współczynnik dla wymiany masy

$$j_M = St_M Sc^{2/3} = \frac{Sh}{Re Sc^{1/3}}. \quad (9)$$

Na podstawie powyższych zależności otrzymuje się

$$\alpha = s^2 \frac{\dot{m}_Z}{\dot{m}_M} \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} \beta c_p \rho_M. \quad (10)$$

Strumień powietrza przepływającego w modelu przy zachowaniu warunku podobieństwa dynamicznego, może być wyznaczony z porównania dwóch równań Reynoldsa, dla modelu i obiektu

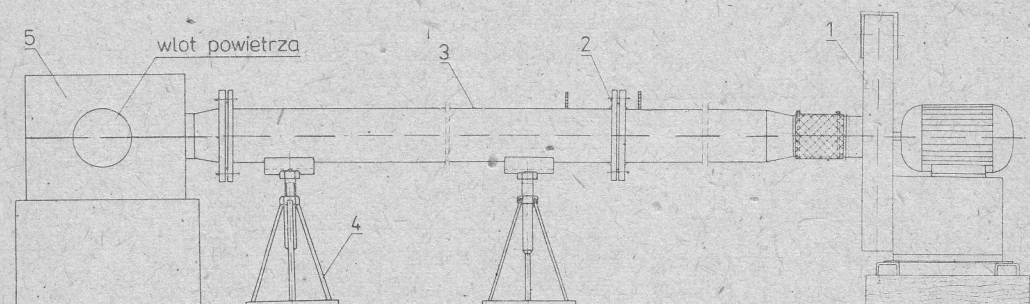
$$\frac{\dot{m}_M}{\dot{m}_Z} = S \frac{\mu_M}{\mu_Z}. \quad (11)$$

Problem wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła sprowadza się więc w rozpatrywanym ujęciu do wyznaczenia średniego lub lokalnego współczynnika wymiany masy.

Ze względu na sposób realizacji wymiany masy i wyznaczania współczynnika β można wyróżnić metody sublimacji, absorpcji, odparowania i elektrolizy. Po przeprowadzeniu analizy zalet i wad wymienionych metod zdecydowano się na modelowanie przepływu masy z wykorzystaniem sublimacji naftalenu w powietrzu. Zdecydowała o tym prostota stanowisk pomiarowych, dobra dokładność i bardzo mała pracochłonność przygotowania i wykonania badań.

3.2. Stanowisko pomiarowe, technika pomiaru

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 3. Powierzchnię pomiarową uzyskiwano przez wylewanie roztopionego naftalenu na odpowiednio wymodelowaną wkładkę. Grubość warstwy naftalenu wynosiła ok. 2 - 3 mm. Przed przystąpieniem do pomiaru powierzchnię naftalenu omywano w strumieniu powietrza, w celu otrzymania gładkiej powierzchni. Wkładki pokryte naftalenenem ważono z dokładnością 0,01 mg i wkładano do modelu, a po zakończeniu pomiaru ponownie ważono. Czas pomiaru dobierano tak, aby ubytki masy naftalenu w trakcie pomiaru nie były mniejsze od 0,1 g.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

1 – wentylator, 2 – kryza, 3 – rurociąg, 5 – model

Średni współczynnik wymiany masy $\bar{\beta}$ określa się przez pomiar ubytku masy naftalenu Δm w czasie $\Delta \tau$ z powierzchni A [9]

$$\bar{\beta} = \frac{R_n T_n \Delta m}{p_n \Delta \tau A} \quad (12)$$

Natomiast lokalny współczynnik wymiany masy na powierzchni dA wynosi

$$\beta = \frac{R_n T_n}{p_n} \frac{dm}{d\tau dA} = \frac{R_n T_n}{p_n} \frac{\rho_n \delta}{\Delta \tau}, \quad (13)$$

gdzie δ – głębokość ubytku sublimującego naftalenu.

Spadek temperatury powierzchni naftalenu można wyznaczyć z zależności [9]

$$T_0 - T_n = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3} \cdot \frac{1}{C_p \rho_M} \frac{p_n r_s}{R_n T_n} \quad (14)$$

Zależność tę otrzymano przy założeniu, że wymiana ciepła pomiędzy powierzchnią naftalenu a powietrzem odbywa się wyłącznie na drodze konwekcji.

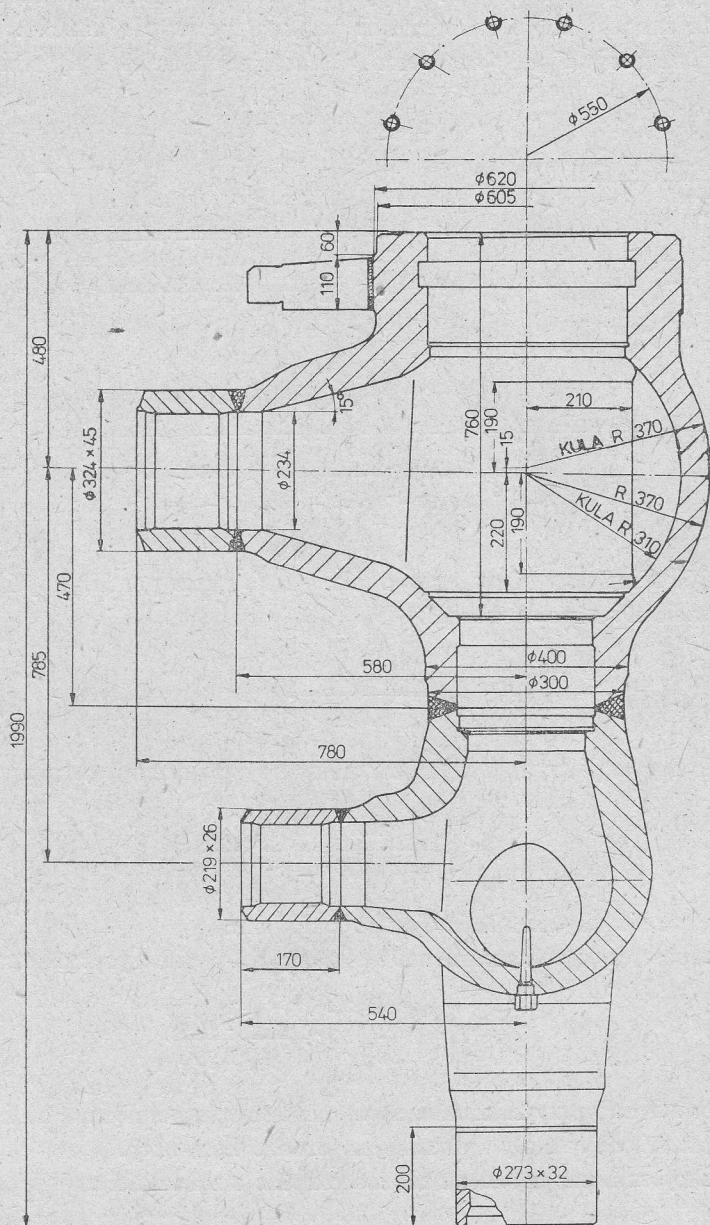
Ciśnienie nasycenia par naftalenu można określić z zależności zaproponowanej przez Neala [10]

$$p_n = 10^{(11,55 - 3765/T_n)} \quad (15)$$

Liczba Schmidta podobnie jak liczba Prandtla nie zależy od ciśnienia, jest natomiast funkcją temperatury. Według Neala [10]

$$Sc = 7,0 T^{-0,185} \quad (16)$$

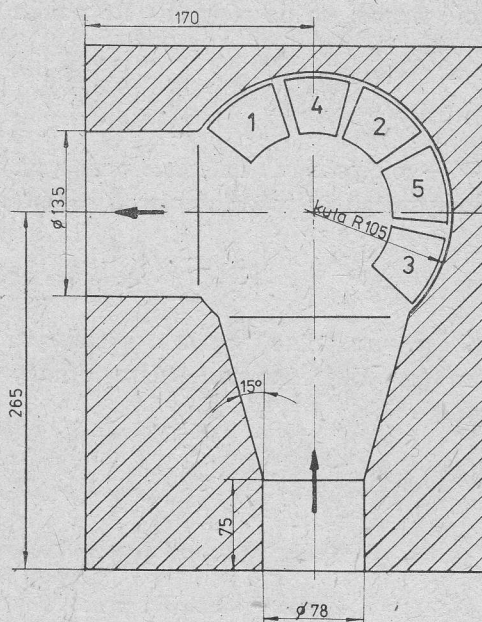
W pracy [9] przyjęto dla temperatur 15 - 25°C wartość stałą $Sc = 2,58$.



Rys. 4. Zawór regulacyjny

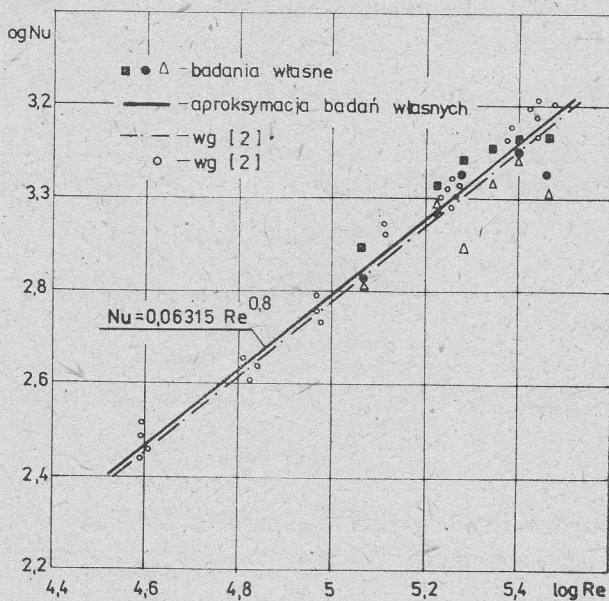
3.3. Wyniki pomiarów i ich opracowanie

Model zaworu odlano z gipsu na podstawie rysunku zaworu (rys. 4). Współczynniki wnikania ciepła mierzono w 5 punktach (obszarach), których rozmieszczenie pokazano na rysunku 5. Badania prowadzono przy różnych liczbach Re . Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 5. Model zaworu

1, 2, 3, 4, 5 - obszary pomiaru współczynnika
wnikania



Rys. 6. Porównanie badań własnych z danymi literaturowymi

Przy opracowywaniu wyników pomiarowych i wyznaczeniu liczb Nu i Re jako wymiar charakterystyczny przyjęto średnicę króćca dolotowego d_k . Stąd

$$Nu = \frac{\alpha d_k}{\lambda}, \quad Re = \frac{w d_k}{\nu}. \quad (17)$$

Prędkość wchodzącą do równania Reynoldsa liczono z zależności

$$w = \frac{4\dot{V}}{\pi d_k^2}, \quad (18)$$

gdzie $\dot{V}$ – objętościowe natężenie przepływu powietrza przez zawór.

Analitycznego opisu zależności $Nu=f(Re)$ szukano w postaci równania kryterialnego

$$Nu = C Re^n. \quad (19)$$

Stałe C i n wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów, osobno dla każdego obszaru pomiarowego. Uzyskano następujące formuły

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,349 Re^{0,663}, \\ Nu_2 &= 0,662 Re^{0,615}, \\ Nu_4 &= 0,395 Re^{0,638}, \end{aligned} \quad (20)$$

gdzie Nu_i ($i=1, 2, 4$) – wartości liczb Nu w i -tym obszarze pomiarowym.

Zmiennosc C i n w poszczególnych wzorach utrudnia ich wzajemne porównanie. Z tego względu do przybliżonego przedstawienia funkcji $Nu=f(Re)$ wykorzystano formułę aproksymującą w postaci

$$Nu = C Re^{0,8}. \quad (21)$$

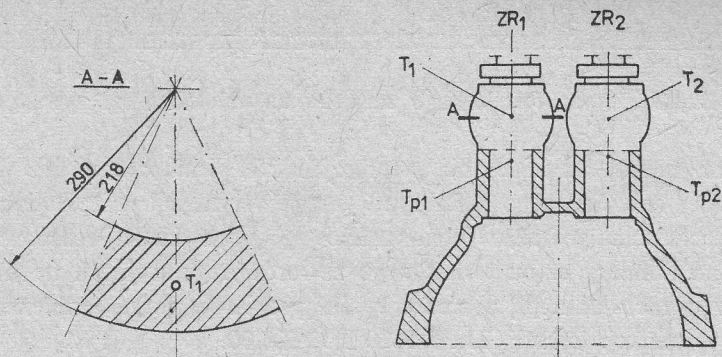
Współczynnik C wyznaczono, podobnie jak poprzednio metodą najmniejszych kwadratów i uzyskano następujące zależności

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,066 Re^{0,8}, \\ Nu_2 &= 0,069 Re^{0,8}, \\ Nu_4 &= 0,055 Re^{0,8}. \end{aligned} \quad (22)$$

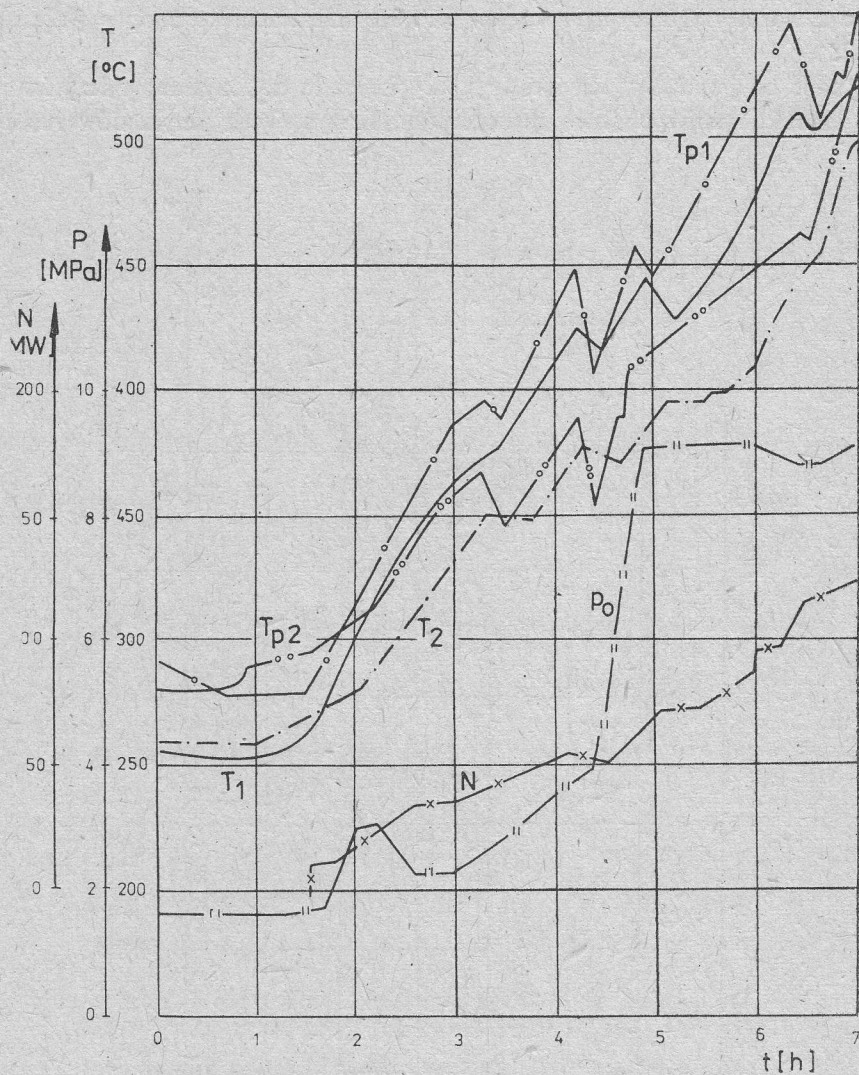
Wyznaczono również funkcję korelującą typu (21), określającą średnią wartość Nu dla całej komory (rys. 6)

$$Nu = 0,06315 Re^{0,8}. \quad (23)$$

Na rysunku 6 porównano rezultaty badań własnych z wynikami otrzymanymi metodą alfa kaloryczną [2]. Uzyskano zadowalającą zgodność wyników badań w zakresie rozpatrywanych liczb Re .



Rys. 7. Rozmieszczenie termopar



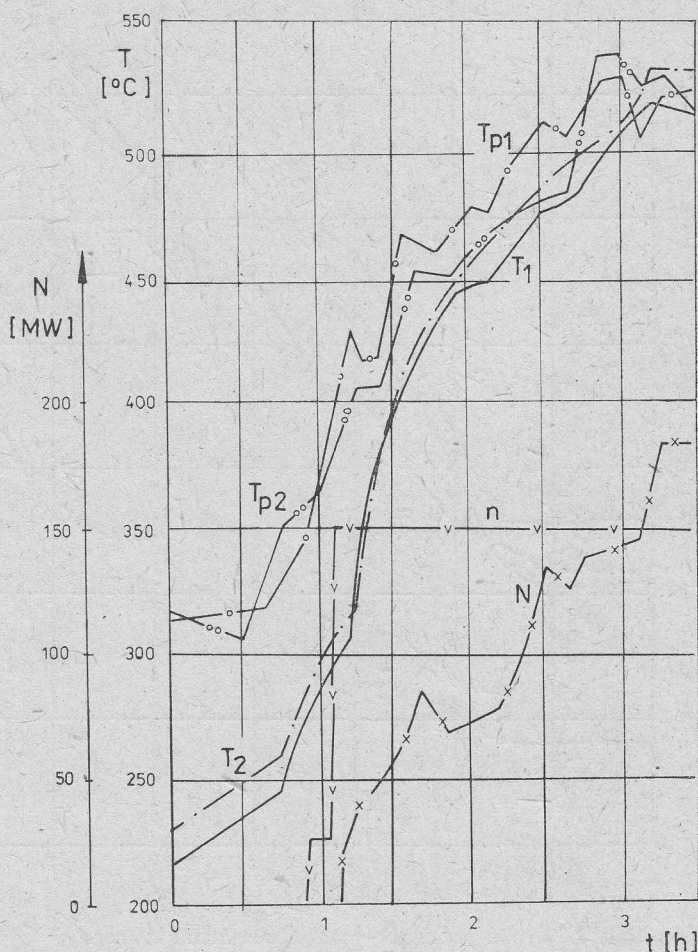
Rys. 8. Wyniki pomiaru — rozruch ze stanu zimnego

4. Badania stanu termicznego zaworów na obiektach rzeczywistych

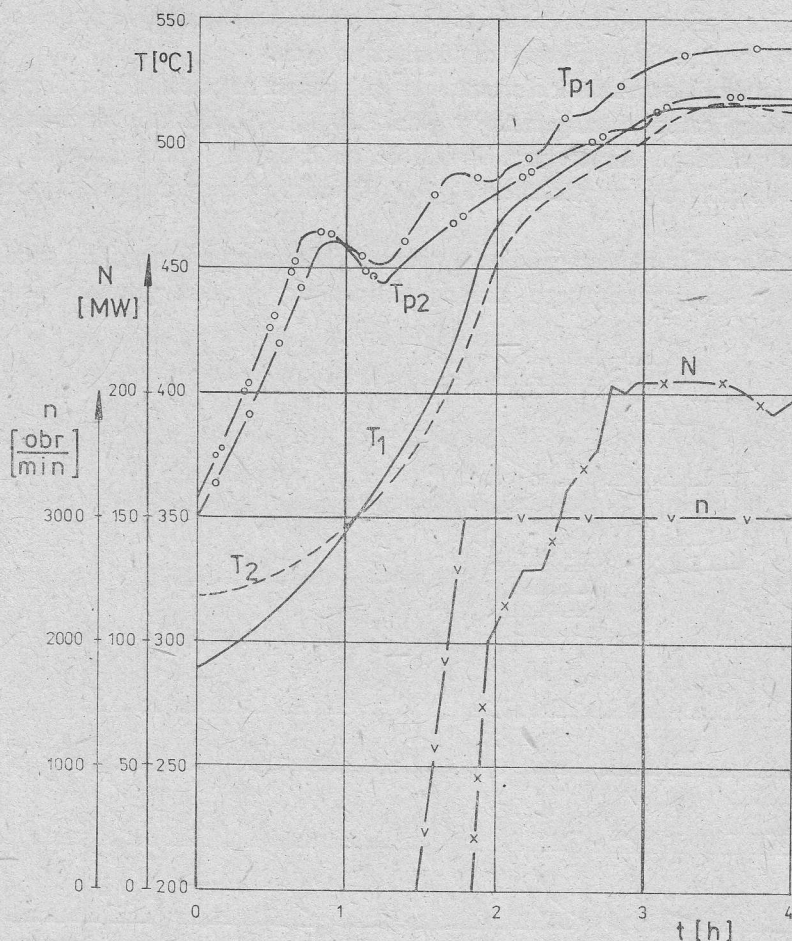
Opracowana metoda wyznaczania współczynników wnikania ciepła w elementach turbin za pomocą sublimującego naftalenu wymaga weryfikacji przez badania na rzeczywistych zaworach. Dlatego też, w celu częściowego sprawdzenia opracowanej metody, przeprowadzono pomiary stanu termicznego zaworów regulacyjnych na obiektach rzeczywistych. W opracowaniu [8] zebrano wyniki pomiarów stanu termicznego zaworów dwóch turbin produkcji ZAMECHu 9-P-20 i 13-K-200.

Podstawowym układem pomiarowym był układ pomiarów temperatury metalu kadłubów zaworów regulacyjnych. Układ pomiarowy turbiny 13-K-200 zawierał 4 termopary w obrębie zaworów regulacyjnych części WP. Rozmieszczenie termopar pokazano na rysunku 7.

Niezależnie od pomiarów temperatury pary i metalu dokonywano odczytów innych wielkości charakteryzujących ruch turbozespołu, korzystając z przyrządów ruchowych.



Rys. 9. Wyniki pomiaru — rozruch po 36-godz. postoju



Rys. 10. Wyniki pomiaru — rozruch po 16-godz. postoju

Przeprowadzone badania obejmowały następujące cykle pomiarowe:

- rozruch ze stanu zimnego,
- rozruch po 36-godzinnym postoju,
- rozruch po 16-godzinnym postoju,

Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 8, 9, 10. Uzyskane przebiegi czasowe temperatury pary $T_{p1}=f(t)$ i $T_{p2}=f(t)$ wykorzystano do modelowania rozkładu temperatury wzdłuż grubości ścianki w czasie nagrzewania zaworów.

5. Analiza pól temperatur w zaworach na podstawie wyników badań modelowych i pomiarów temperatury pary

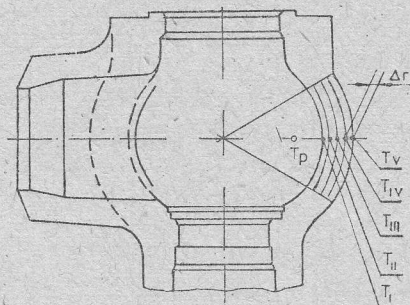
Proces nagrzewania w zaworze modelowano dla następujących danych:

- znany jest przebieg temperatury pary omywającej powierzchnię wewnętrzną komory zaworowej (rys. 8, 9, 10),

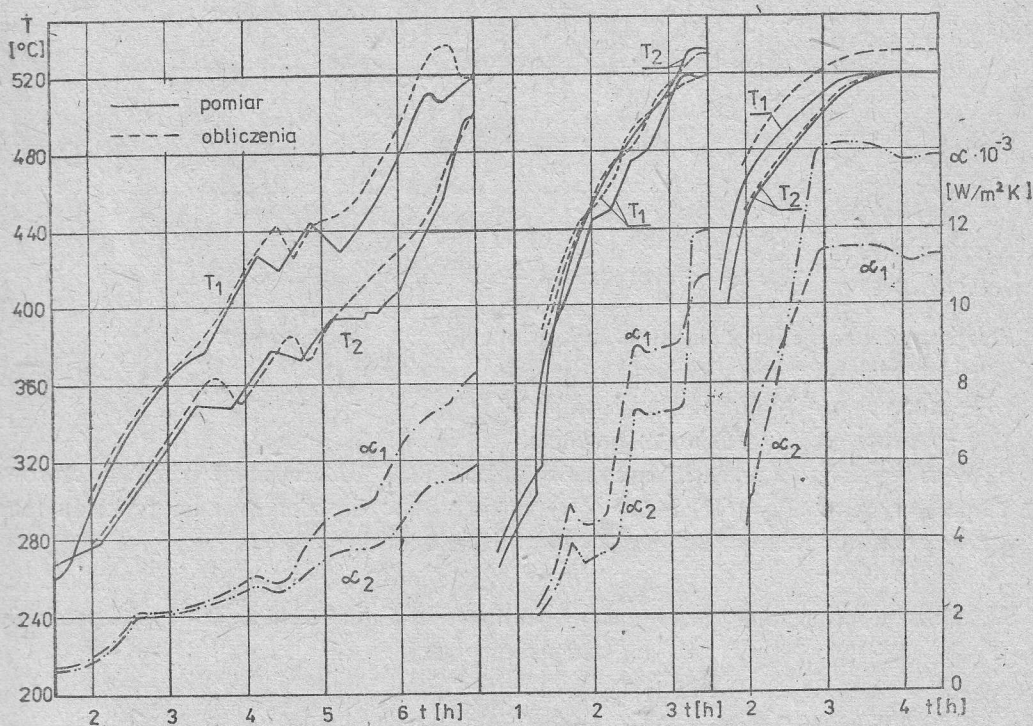
— współczynnik wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej opisuje formuła (23) uzyskana na podstawie wyników badań analogowych.

W wyniku modelowania tak sformułowanego procesu nagrzewania uzyskuje się między innymi przebiegi czasowe temperatury w punktach T_1 i T_2 , dla których znane są również pomierzone przebiegi temperatury. Zgodność obliczonych i pomierzonych przebiegów czasowych temperatury w punktach T_1 i T_2 świadczy o poprawności wyników badań analogowych.

Sposób sformułowania zagadnienia narzuca jednoznacznie przyjęcie modelu jednowymiarowego, uwzględniającego zmianę temperatury wzdłuż grubości ścianki. Brak



Rys. 11. Fragment ścianki



Rys. 12. Porównanie obliczonych i pomierzonych temperatur kadłuba zaworów regulacyjnych

większej liczby wyników pomiarów uniemożliwia stosowanie modelu trójwymiarowego, a nawet dwuwymiarowego.

Do wyznaczania temperatur zastosowano metodę różnicową w formie bilansów elementarnych. Jako model zaworu przyjęto wycinek powłoki sferycznej. Temperatury obliczano w 5 punktach wzdłuż grubości ścianki (rys. 11). Przy przyjętym podziale różnicowym mamy $\Delta r = 18$ mm. Stałe materiałowe są równe $c = 565$ J/kgK, $\lambda = 39$ W/mK, $\rho = 7850$ kg/m³. Na powierzchni wewnętrznej komory przyjęto warunek brzegowy III rodzaju, a na powierzchni zewnętrznej – warunek IV rodzaju, tzn. uwzględniono obecność izolacji.

Wyniki modelowania przedstawiono na rysunku 12. Dla każdego wariantu obliczeń podano tylko przebiegi czasowe współczynników wnikania ciepła oraz przebiegi temperatur T_1 i T_2 . Przebiegi te porównano następnie z wynikami pomiarów (rys. 12).

Analiza uzyskanych rezultatów wskazuje, że w większości przypadków różnice $T_{1\text{pom}} - T_{1\text{obl}}$ oraz $T_{2\text{pom}} - T_{2\text{obl}}$ są niewielkie. Świadczy to o poprawności wyników otrzymanych metodą analogii naftalenowej dla rozpatrywanych geometrii i przyjętego przedziału zmienności liczb Re .

Zaprezentowana weryfikacja badań analogowych poprzez pomiary na obiektach rzeczywistych jest weryfikacją przybliżoną. Poprawne sformułowanie tego problemu powinno opierać się na rozwiązaniu odwrotnego zagadnienia przewodzenia ciepła. Taka metoda postępowania była już analizowana (np. [8]) i jest aktualnie udoskonalana.

Praca po korekcie wpięta do Redakcji w lutym 1982 r.

Literatura

- [1] *Instrukcja obsługi turbiny 13K215*, Praca ZAMECHu, Elbląg 1971.
- [2] G. I. Pavlovski, B. I. Volkov, *Ekspierimentalnoje issledowanie tieploobmiena w modieli stopornogo kłapania turbin VT-50 i T-100-130*, Energetičeskoe maszynostrojenije, wyp. 17, 1974.
- [3] P. G. Tretjakow, *Opriedielenie koefficientov tieplootdaczi w turbinach po dannym zamierow*, Tieploenergetika nr 4, 1977.
- [4] A. S. Lejzarowicz, R. R. Plotkin, *Tiempieraturnyje naprjaženija w parowych korobkach riegiurujuszczich kłapanow turbiny K-200-130*, Električeskie stancii nr 9, 1971.
- [5] E. R. Plotkin i in., *Tieplootdacza w parowopusknych uzłach pri puskie turbiny*, Tieplofizika i tieplotiechnika, wyp. 25, 1973.
- [6] E. R. Plotkin, A. S. Lejzarowicz, *Puskowyje rieżimy parowych turbin energoobłokow*, Izd. „Energijs”, Moskwa 1980.
- [7] M. A. Duel i in., *Awtomatičeskoe uprawnienije energoustanowkami w puskowych rieżimach*, Izd. „Tiechnika”, Kiev 1974.
- [8] T. Chmielniak i in., *Analityczne i doświadczałne badania warunków wymiany ciepła w turbinach*, Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1978 - 80.
- [9] L. Bogusławski i in., *Pomiary konwekcyjnej wymiany masy w uderzających strumieniach techniką sublimującego naftalenu*, Sympozjon Wymiany Ciepła i Masy, Warszawa 1976.
- [10] S. B. Neal, *The development of the thin-film naphthalene mass transfer analogue technique*, Int. J. Heat Transfer, np. 4, 1975.
- [11] B. Staniszewski, *Wymiana ciepła*, Warszawa 1979.

Исследования средних коэффициентов теплоотдачи в корпусах клапанов паровых турбин

Резюме

В работе представлены результаты исследований средних коэффициентов теплоотдачи в турбинном клапане основываясь на аналогии тепло- и массообмена, предложенной Хильтоном-Кольберном. Измерение коэффициентов массообмена проведено методом сублимации нафталина в воздухе. Результаты исследований представлены в форме зависимости $Nu=f(Re)$.

Investigations of Mean Coefficients of Heat Transfer for Steam Turbine Valve Boxes

Summary

Results of investigations of mean heat transfer coefficients, -carried out for turbine valves based on the analogy of heat and mass transfer as proposed by Chilton-Colburn, have been presented. The mass transfer coefficients were measured using the method of naphthalene sublimation in air. The results have been presented in the form of Nu dependence on Re .