

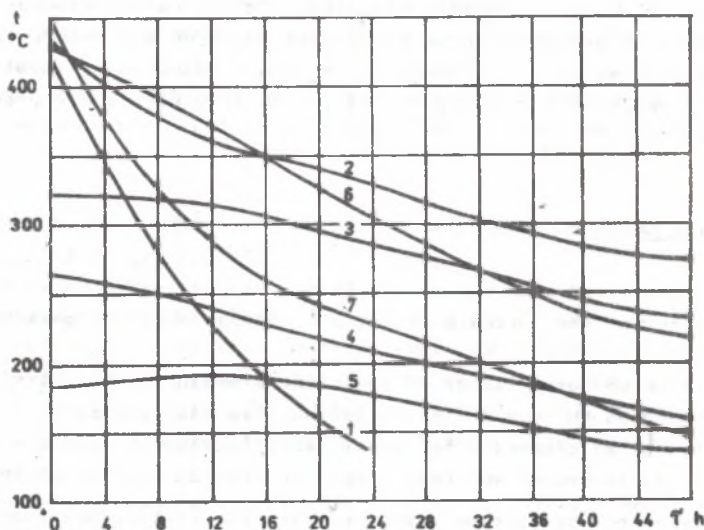
Gerard KOSMAN

PRZEPLÝW CIEPŁA NA POWIERZCHNIACH BOCZNYCH TARCZY WIRNIKOWEJ
W CZASIE WYMUSZONEGO CHŁODZENIA TURBINY

Streszczenie. Omówiono zagadnienia związane z wymuszonym chłodzeniem turbin. Przedstawiono wyniki badań współczynnika wnikania ciepła na powierzchni bocznej tarczy wirnikowej turbiny akcyjnej. W badaniu wykorzystano analogię wymiany ciepła i masy. Pomiar współczynnika wymiany masy wykonano metodą sublimacji naftalenu w powietrzu. Wyniki pomiarów przedstawiono w postaci równań kryterialnych.

1. Wstęp

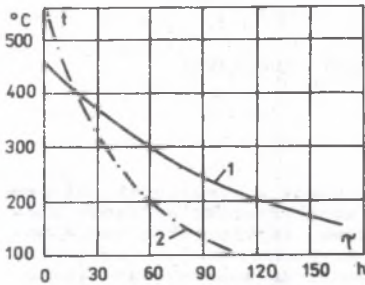
Naturalne stygnięcie turbiny dużej mocy zachodzi bardzo wolno. Na rys. 1 i 2 przedstawiono przykładowe przebiegi czasowe temperatur metalu w czasie naturalnego stygnięcia. Z rys. 2 wynika, że najbardziej obciążona cieplnie część kadłuba WP osiąga górną granicę stanu zimnego (150°C) po upły-



Rys. 1. Krzywe stygnięcia turbin wg temperatur metalu górnej części kadłuba w przekroju wlotu

1 - turbina TP 20, 2 - turbina 13P32,5-8 kadłub wewnętrzny, 3 - turbina 13P32,5-8 kadłub zewnętrzny, 4 - turbina 13UP28,5-1 kadłub wewnętrzny, 5 - turbina 13Z028,5-1 kadłub zewnętrzny, 6 - turbina TK-200 kadłub WP, 7 - turbina TK-200 kadłub SP

wie ok. 170 godz. Obniżenie temperatury kadłuba SP w tych samych granicach zajmuje ok. 80 godz.



Rys. 2. Krzywe naturalnego stygnięcia turbiny K-300-240

1 - kadłub WP, 2 - kadłub SP

odpowiedni układ chłodzący oraz parametry i strumień czynnika chłodzącego.

Rozpatrzmy ten problem na przykładzie taroz wirnikowych turbin akcyjnych. Waga rozpatrywanego problemu wynika z faktu, że taroze wirnikowe z łopatkami roboczymi należą do najbardziej obciążonych cieplnie i mechanicznie części turbiny. Naprężenia pojawiające się w czasie wymuszonego ochłodzenia mają znak przeciwny do naprężeń występujących w procesie nagrzewania. Tak więc niewłaściwie prowadzone sztuczne ochłodzenie turbiny może zmniejszyć żywotność elementów, ze względu na rozwinięcie się procesu zmęczenia cieplnego.

2. Przedmiot badań

Przedmiotem badań były taroze wirnikowe. Głównym celem badań było określenie współczynników wnikania ciepła dla różnych obszarów powierzchni taroczy.

Położenie tych obszarów zależy od organizacji przepływu w pobliżu tarozy, a głównie od sposobu omywania tarozy czynnikiem chłodzącym.

Model tarozy wirnikowej i stosowane dalej oznaczenia pokazano na rys.3. Wyróżnione współczynniki wnikania ciepła dotyczą następujących obszarów:

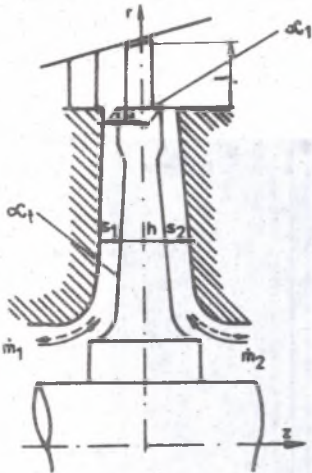
- $\alpha_{\tau 1}$ - powierzchnia zewnętrzna tarozy nagrzewania (ochłodzona) bezpośrednio przez przepływający czynnik lub pośrednio przez łopatki,
- $\alpha_{\tau 2}$ - powierzchnie boczne tarozy nagrzewania ((ochłodzone) czynnikiem przepływającym promieniowo (dośrodkowo lub odśrodkowo). Gdy nie ma dodatkowego przepływu na powierzchniach bocznych występuje konwekcja wynikająca z ruchu obrotowego tarozy.

W celu skrócenia czasu postoju turbiny przed planowanymi i awaryjnymi remontami bloku stosuje się wymuszone (przyspieszone) ochłodzenie.

Przyspieszenie stygnięcia można osiągnąć przez:

- odstawienie turbiny na parametrach poślizgowych,
- ochłodzenie wyłączonej turbiny powietrzem,
- ochłodzenie wyłączonej turbiny parą.

W czasie wymuszonego ochłodzenia turbiny zmieniają się warunki wymiany ciepła, pola temperatur i naprężeń w wirniku i kadłubie. Znajomość wymienionych wielkości pozwala dobrać



Rys. 3. Model tarczy

Rezultaty dotychczasowych badań współczynników α_1 i α_2 są bardzo obzerne. Dyskusję szeregu formuł opisujących współczynniki dla tarcz oraz odpowiednie nomogramy podano w [1]. Zestawienie różnych wyników badań przeprowadzono również w pracy [2].

Badane przypadki współczynników α_2 można podzielić na następujące grupy:

- wnikanie ciepła na powierzchniach bocznych tarczy wirującej w nieograniczonej przestrzeni,
- wnikanie ciepła na powierzchniach bocznych tarczy wirującej w obudowie,
- wnikanie ciepła na powierzchniach bocznych tarczy wirującej w obudowie z dodatkowym promieniowym przepływem osynnika omywającego,
- ochłodzenie strumieniowe powierzchni bocznych tarczy.

W czasie wymuszonego ochłodzenia turbiny występuje sytuacja, której nie można zaliczyć do żadnej z wymienionych grup. Cały wirnik obraca się bardzo wolno za pomocą obracarki, tzn. tarczy wirnikowe w istocie nie wirują, a są omywane promieniowo osynnikiem chłodzącym.

W związku z powyższym podjęto badania wnikania ciepła w warunkach wymuszonego ochłodzenia turbin.

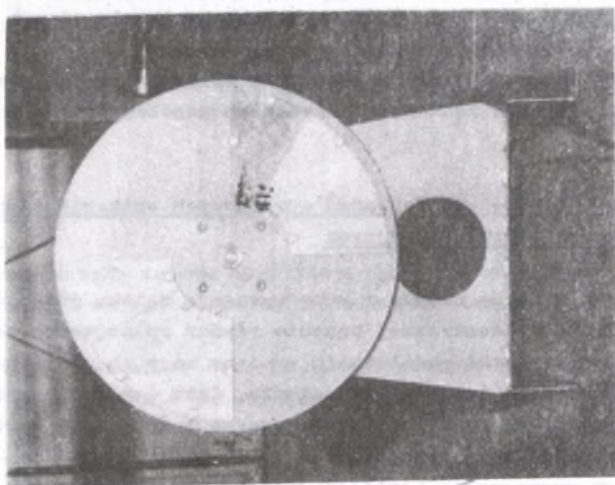
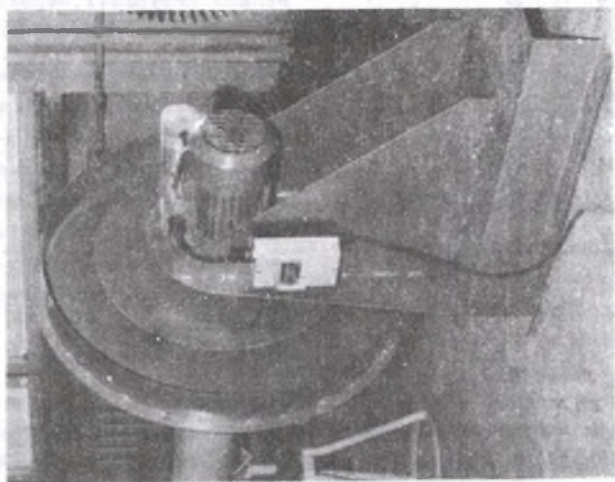
W badaniach modelowych zastosowano analogię między wymianą masy i ciepła do wyznaczenia lokalnych i średnich współczynników wnikania.

3. Metoda i stanowisko do badań analogowych wnikania ciepła w tarczach wirnikowych turbin akcyjnych

Zjawiska wymiany ciepła i masy wykazują daleko idące analogie. Uzewnętrzania 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.

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



Rys. 4. Badany model tarozy

Tak sformułowany problem w odniesieniu do zaworów turbinowych analizowano w [3]. Omówiono analogię Chiltona-Colburna, na podstawie której współczynniki wnikania ciepła i masy łączą zależność:

$$\frac{\alpha}{\rho_p \rho_w \alpha} Pr^{2/3} = \frac{\beta}{w_m} So^{2/3}, \quad (1)$$

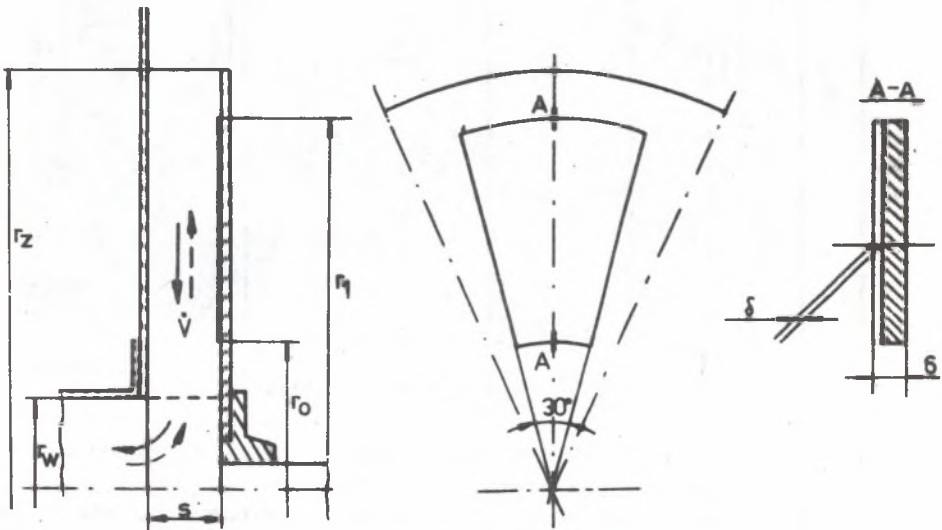
gdzie:

- ρ - gęstość płynu biorącego udział w wymianie ciepła,
- α_p - ciepło właściwe płynu biorącego udział w wymianie ciepła,
- w_o, w_m - średnia prędkość płynu biorącego udział w wymianie ciepła przez konwekcję, średnia prędkość powietrza przy realizacji wymiany masy,
- Pr - liczba Prandtla,
- β - współczynnik wymiany masy odniesiony do różnicy stężeń,
- So - liczba Schmidta.

Badania prowadzone w niniejszej pracy oparto na metodzie omówionej szczegółowo w [3].

3.1. Badany model

Badaną tarczę pokazano na rys. 4 i 5. Powierzchnie pomiarowe otrzymano przez odlanie próbek naftalenu w odpowiednio przygotowanej formie. Grubość warstwy naftalenu wynosiła 6 mm. Rozbieralna forma pozwalała na swobodne



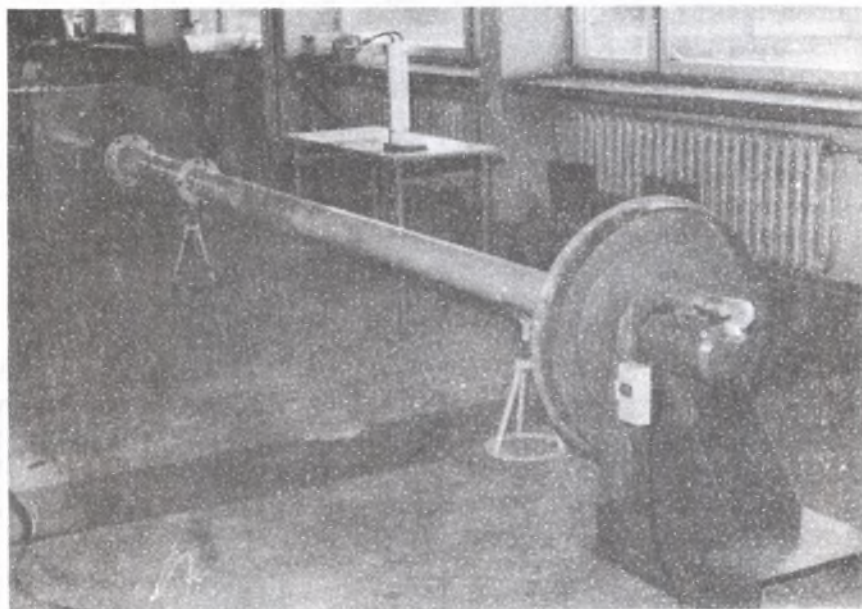
Rys. 5. Schemat badanej tarczy

wyjmowanie odlewów. Na taroży umocowano równocześnie 6 próbek naftaleny-
wych rozmieszczonych symetrycznie w dwóch grupach. Zewnętrzne próbki słu-
żyły do wyrównania przepływu, natomiast środkowe oznaczone literami a i b
stanowiły powierzchnie pomiarowe.

Do napędu taroży zastosowano silnik jednofazowy o mocy $N = 1,1$ kW i li-
osobie obrotów $n = 2880$ obr/min. Ponieważ w trakcie badań okazało, że poda-
na liczba obrotów jest za duża (próbki naftalenu uległy zniszczeniu), w
obwód silnika włączono szeregowo opornik, w wyniku czego liczba obrotów
taroży obniżyła się. Przez zmianę wartości oporu zmieniano liczbę obrotów
taroży.

3.2. Stanowisko pomiarowe, zakres pomiarów

Widok ogólny stanowiska pokazano na rys. 6.



Rys. 6. Widok ogólny stanowiska

Badana tarcza wiruje w obudowie. Wokół taroży wymuszamy dodatkowy przepływ
promieniowy w kierunku dośrodkowym lub odśrodkowym.

Natężenie przepływu czynnika może być zmienne. Do wymuszania przepływu za-
stosowano wentylator promieniowy typu LRH 140/1W o następujących danych:
 $\dot{V} = 1500$ m³/h, $\Delta p = 5000$ N/m², $N = 5,5$ kW, $n = 2900$ obr/min.

Strumień powietrza regulowano przepustnicą zainstalowaną na wylocie ze spirali zbiorczej wentylatora.

Istnieje możliwość zmiany postaci i wymiarów obudowy oraz odległości tarczy wirującej od obudowy.

W trakcie badań mierzono:

- spadek ciśnienia na zwężce	- Δh ,
- ubytek masy naftalenu	- Δm ,
- czas pomiaru	- $\Delta \tau$,
- pole powierzchni próbki	- A ,
- odległość tarczy od obudowy	- s ,
- liczbę obrotów tarczy	- n ,
- ciśnienie barometryczne	- b_0 ,
- temperaturę powietrza	- t_0 ,
- wilgotność powietrza	- φ .

Próbki naftalenu ważono przed i po badaniach z dokładnością 0,01 mg. Czas pomiaru dobierano tak, by ubytki masy naftalenu nie były mniejsze niż 0,1 g. Wilgotność powietrza mierzono psychrometrem a ciśnienie atmosferyczne - barometrem.

Strumień masy powietrza mierzono kryzą ISA zabudowaną na rurociągu pomiarowym.

Średni współczynnik wymiany masy $\bar{\beta}$ określa się przez pomiar ubytku masy naftalenu Δm w czasie $\Delta \tau$ z powierzchni A [4]

$$\bar{\beta} = \frac{R_n T_n}{p_n} \frac{\Delta m}{\Delta \tau A} \quad (2)$$

Natomiast lokalny współczynnik wymiany masy na powierzchni dA wynosi:

$$\beta = \frac{R_n T_n}{p_n} \frac{dm}{d\tau dA} = \frac{R_n T_n}{p_n} \frac{\zeta_n \delta}{\Delta \tau} \quad (3)$$

gdzie:

δ - głębokość ubytku sublimującego naftalenu (rys. 5).

4. Badania wstępne - wymiana ciepła na powierzchniach bocznych tarczy wirującej w nieograniczonej przestrzeni

Przedmiotem badań wstępnych była płaska tarcza wirująca w nieograniczonej przestrzeni. Celem podjętych badań było po pierwsze sprawdzenie opisanej w punkcie 3 metody analogowej, a po wtóre określenie dokładności pomiarów poprzez porównanie z uzyskanymi wcześniej bardzo licznymi rezulta-

tami badań. W okresie badań prędkość kątową tarczy ω dobrano tak, by spełniona była nierówność:

$$Re = \frac{\omega r^2}{\nu} < (2,6 \div 3) 10^5. \quad (4)$$

W tym przypadku tarcza wiruje w obszarze laminarnej warstwy przyściennej i we wszystkich przeprowadzonych badaniach stwierdzono następującą zależność, określającą wymianę ciepła

$$Nu = \frac{\alpha r}{\lambda} = C Re^{0,5}. \quad (5)$$

Stąd lokalny współczynnik wnikania ciepła

$$\alpha = C \lambda \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^{0,5} \quad (6)$$

nie zmienia się wzdłuż promienia i jest liczbowo równy wartości średniej

$$\bar{\alpha} = \frac{\int_A \alpha dA}{A} = C \lambda \left(\frac{\omega}{\nu}\right)^{0,5} \quad (7)$$

Tablica 1

Próbka		a	b
t_o	$^{\circ}C$	22,5	
b_o	mm Hg	757,5	
φ	-	0,524	
n	obr/min	820	
$\Delta \bar{t}$	s	7200	
m_1	10^{-3} kg	60,991	59,511
m_2	10^{-3} kg	60,709	59,219
Δm	10^{-3} kg	0,282	0,292
$\bar{\beta}$	m/s	0,00831	0,00858
$\bar{\alpha}$	$W/m^2 K$	22,9	23,7
$\bar{\alpha}$	$W/m^2 K$	23,2	
\bar{C}	-	0,3838	

Na podstawie podanych uwag badania ograniczono do pomiaru α_f . Przeprowadzono dwie serie pomiarów. Wyniki badań do serii pierwszej zebrano w tabelicy 1. W przedostatniej kolumnie podano średnią wartość α_f ze wszystkich czterech pomiarów. W ostatniej kolumnie podano wartość stałej C, obliczoną z (7) dla znanego α_f . Uzyskana wartość jest mniejsza od stałej występującej we wzorze Dorfmana [6]

$$Nu = 0,308 \sqrt{2} Re^{0,5} = 0,435 Re^{0,5}, \quad (8)$$

a większa od stałej ze wzoru [2]

$$Nu = 0,396 Re^{0,5} Pr^{(0,35 + 0,2 Pr^{-0,35})}, \quad (9)$$

który dla $Pr = 0,71$ przyjmuje postać:

$$Nu = 0,326 Re^{0,5}. \quad (9a)$$

Najlepszą zgodność uzyskano z empirycznym wzorem Cobba i Saundersa [7]

$$Nu = 0,36 Re^{0,5}. \quad (10)$$

Różnica wynosi niecałe 7%. Jest to o tyle godne podkreślenia, że formułę (10) potwierdzają liczne badania teoretyczne i doświadczalne różnych autorów [8].

5. Badania wymiany ciepła na powierzchniach bocznych tarczy wirnikowej w osie wymuszonego chłodzenia turbiny

5.1. Cel i zakres badań

Przedmiotem badań była tarcza wirnikowa znajdująca się w obudowie. Tarcza nie wiruje. Powierzchnie boczne są omywane promieniowo powietrzem. Tak dobrane warunki eksperymentu odpowiadają warunkom wymiany ciepła na powierzchniach bocznych tarczy w osie wymuszonego chłodzenia turbiny.

Celem podjętych badań było wyznaczenie współczynnika wnikania ciepła α_f . Zakres badań obejmował ocenę wpływu wybranych cech konstrukcyjnych i parametrów kinematycznych na wartość współczynnika wnikania.

W szczególności badano wpływ:

- strumienia powietrza,
- kierunku przepływu powietrza (dośrodkowy lub odśrodkowy),
- odległości tarczy od obudowy,
- cech konstrukcyjnych obudowy.

Do badań wykorzystano stanowisko do badań analogowych opisane w punkcie 3.3. Tarcza z próbkami naftalenu w czasie badań nie wirowała. Zmieniało strumień i kierunek przepływu powietrza, odległość tarczy od obudowy oraz te cechy konstrukcyjne obudowy, które determinują warunki dopływu i wypływu powietrza.

5.2. Przykładowe wyniki badań

Pomiary przeprowadzono w kilku seriach. Badania ograniczono do pomiaru globalnego ubytku masy naftalenu $\Delta m = m_2 - m_1$, gdzie: m_2 i m_1 - masa próbki przed i po badaniach.

W charakterze przykładu w tablicy 2 zamieszczono wyniki pomiarów serii II i IV. W serii II zmieniano strumień powietrza przy $s = \text{idem}$, w seria IV - odwrotnie. Podane wyniki pomiarów dotyczą dośrodkowego przepływu powietrza.

Tablica 2

Seria pom.	Nr pom.	Δ mm	Δz s	$m_1 \cdot 10^3$ kg	$m_2 \cdot 10^3$ kg	$\Delta m \cdot 10^3$ kg	t_0 °C	φ -	b_0 mmHg	n obr/min	s mm	
II	3	196	5400	a	68,712	68,452	0,260	17,4	0,795	740,2	0	73
				b	67,175	66,920	0,254					
	4	260	5400	a	68,452	68,182	0,269	17,1	0,735	740,2	0	73
				b	66,920	66,650	0,260					
	5	138	7200	a	68,157	67,859	0,297	19,5	0,583	746,2	0	73
				b	66,605	66,304	0,301					
IV	9	239	5400	a	67,859	67,330	0,529	22,1	0,479	746,3	0	55
				b	66,304	65,756	0,548					
	10	239	3600	a	67,300	66,866	0,463	23,4	0,439	746,3	0	45
				b	65,756	66,310	0,437					
	11	239	3600	a	66,866	66,440	0,425	22,9	0,464	746,3	0	35
				b	65,318	64,854	0,463					

Przez zmianę \dot{V} i s uzyskuje się w istocie zmianę prędkości powietrza w szczelinie między tarczą i obudową

$$w = \frac{\dot{V}}{2\pi rs} \quad (11)$$

W związku z tym wszystkie wyniki pomiarów można przedstawić w postaci jednej zależności

$$\bar{Q}_t = f\left(\frac{\dot{V}}{S}\right) = \varphi(w_0), \quad (12)$$

gdzie:

w_0 - prędkość na promieniu r_0 (rys. 5) lub w postaci bezwymiarowej

$$\bar{Nu} = f(Re_0), \quad (13)$$

gdzie:

\bar{Nu} - średnia liczba Nusselta

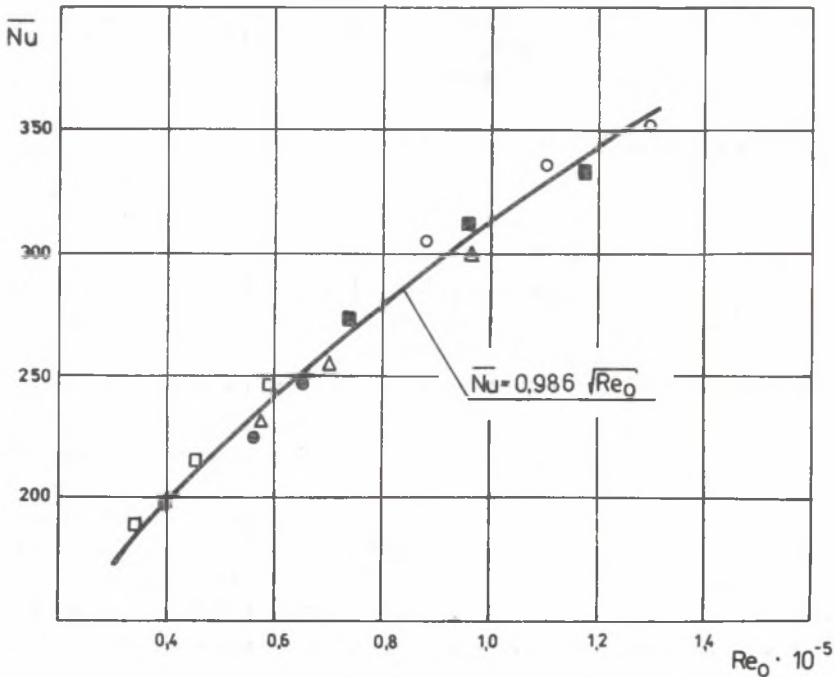
$$\bar{Nu} = \frac{\bar{q}_t (r_1 - r_0)}{\lambda}, \quad (14)$$

Re_0 - wartość liczby Reynoldsa

$$Re = \frac{w(r_1 - r)}{\nu} = \frac{r_1 - r}{2Rr} \cdot \frac{\dot{V}}{S} \quad (15)$$

na promieniu $r = r_0$.

Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Zależność Nu od Re_0

5.3. Analiza rezultatów badań

Liczba Reynoldsa określona wzorem (15) wzrasta w kierunku dośrodkowym i osiąga wartość maksymalną na promieniu $r = r_0$. Stąd oraz z rys. 7 wynika, że dla prawie wszystkich punktów pomiarowych wartość liczby Reynoldsa w przedziale (r_0, r_1) wynosi:

$$Re < 10^5.$$

W związku z tym analitycznego opisu zależności $\bar{Nu} = f(Re_0)$ szukano w postaci równania kryterialnego

$$\bar{Nu} = C Re_0^{0,5}. \quad (16)$$

Stałą C wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów. Uzyskano następującą zależność:

$$\bar{Nu} = 0,086 Re_0^{0,5}. \quad (17)$$

słuszną w obszarze laminarnej warstwie przyściennej.

Jeżeli założyć, że lokalna wartość liczby Nusselta spełnia równanie kryterialne postaci (16)

$$Nu = \frac{\alpha_t (r_1 - r)}{\lambda} = D Re^{0,5}, \quad (18)$$

to stałą D można wyznaczyć z (15), (17) i równości:

$$\alpha_t = \frac{\int_A \alpha_t dA}{A} = \frac{2}{r_1^2 - r_0^2} \int_{r_0}^{r_1} \alpha_t r dr. \quad (19)$$

Po przekształceniach i podstawieniu danych liczbowych mamy

$$D = 0,0682. \quad (20)$$

Stąd

$$Nu = 0,0682 Re^{0,5}. \quad (21)$$

Równania kryterialne (21) i (17) opisują lokalną i średnią liczbę Nusselta na powierzchni bocznej tarczy wirnikowej w czasie wymuszonego chłodzenia turbiny.

Określone na podstawie przeprowadzonych badań warunki wymiany ciepła na powierzchniach bocznych taroz stanowią punkt wyjścia do wyznaczenia pól temperatur i naprężeń w wirniku w czasie wymuszonego ochłodzenia turbiny. Zagadnienia te, łącznie z problemem doboru odpowiedniego układu ochładzającego, będą rozpatrywane w dalszych etapach badań.

LITERATURA

- [1] Chmielniak T. i inni: Analityczne i doświadczalne badania warunków wymiany ciepła w turbinach. Praca naukowo-badawcza. Gliwice 1978-80.
- [2] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników turbinowych. WKŁ, Warszawa 1974.
- [3] Chmielniak T., Kosman G., Łukowicz H.: Badania średnich współczynników wnikania ciepła w kadłubach zaworów turbin parowych. Prace Instytutu Maszyn Przemysłowych z. 87, 1983.
- [4] Bogusławski L. i inni: Pomiarы konwekcyjnej wymiany masy w uderzających strumieniach techniką sublimującego naftalenu. Symposium nt.: "wymiany ciepła i masy", Warszawa 1976.
- [5] Neal S.B.: The development of the thin-film naphtalene mass transfer analogue technique. Int.J.Heat Transfer, nr 4, 1975.
- [6] Dorfman L.A.: Gidrodinamiczeskoje soprotiwlenije i tepłootdacza wraszczazajuszozichaja tieł. Fizmatgiz, 1960.
- [7] Cobb E.C. Sounders O.A.: Heat transfer from a rotating disc., Proc.Reg. Soc., Seria A. vol. 236, nr 1206, 1956.
- [8] Żarow G.G., Wienciulis L.S.: Sudowyje wysokotiemperaturnyje gazoturbinnyje ustanowki. Izd. Sudostrojenije, Leningrad 1973.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Jarosław Mikielewicz

Wpłynęło do Redakcji w sierpniu 1982 r.

ТЕПЛОТЕЧЕНИЕ НА БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ ДИСКА КОЛЕСА ВО ВРЕМЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТРУБИН

Резюме

В настоящей работе проанализированы проблемы связанные с принудительным охлаждением турбин. Представлены результаты исследований коэффициента теплоотдачи на боковой поверхности диска колеса активной турбины. Для исследования была употреблена аналогия обмена тепла и массы. Измерение коэффициента обмена массы было проведено методом сублимации нафталина в воздухе. Результаты измерений представлены в виде критериальных уравнений.

HEAT FLOW ON THE LATERAL SURFACES OF ROTOR ORBITS DURING FORCED COOLING OF A TURBINE

Summary

Problems connected with forced cooling of turbines are discussed in the article. The results of research into the coefficient of heat penetration on the lateral surface of rotor orbits of an impulse turbine are presented. The analogy of exchange of heat and mass has been used in the research. The method of naphthalene sublimation in the air has been used for measuring the coefficient of mass exchange. The results of the measurements are presented in the form of dimensionless equations.