

Gerard KOSMAN, Joachim J. OTTE
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

ROZKŁAD TEMPERATURY W WALE WENTYLATORA WYSOKOTEMPERATUROWEGO

Streszczenie. Omówiono zagadnienia konstrukcyjne wentylatorów wysokotemperaturowych. Przedstawiono model stanu termicznego wału o warunkach ustalonych. Podano metodę obliczeń rozkładu temperatury w wale i rozpiętnu strumieni ciepła do poszczególnych elementów zespołu wirującego, współpracujących z wałem. Opracowaną metodę zilustrowano przykładem obliczeniowym dotyczącym wentylatora młynowego.

1. Wstęp

Produkowane aktualnie w kraju wentylatory przeznaczone do pracy w podwyższonych temperaturach oparte są na konstrukcjach wentylatorów przemysłowych. Dopuszczają one maksymalną temperaturę czynnika 450°C . Brak jest natomiast rozwiązań konstrukcyjnych wentylatorów wysokotemperaturowych, pozwalających na pracę przy temperaturze $450-900^{\circ}\text{C}$.

Doświadczenia eksploatacyjne zagranicznych wentylatorów wysokotemperaturowych wykazują, że najczęstszymi przyczynami skracającymi żywotność i kwalifikującymi wentylator do wymiany są [1]:

- awarie wirników,
- skrzywienia wału,
- awarie łożysk.

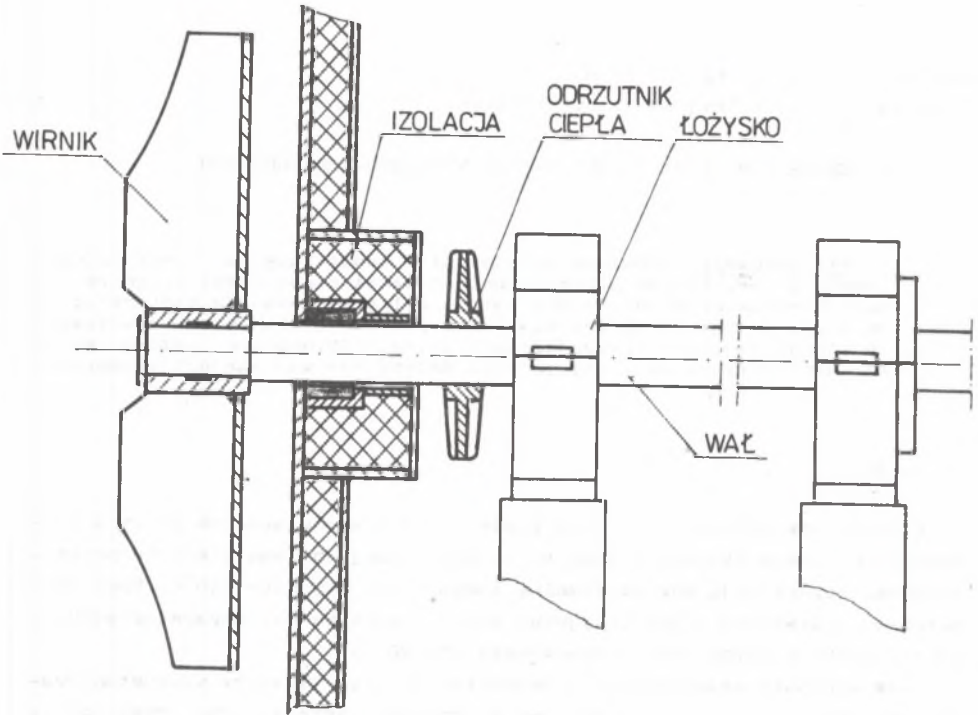
Już chociażby wynika stąd, że niezawodność wentylatora wysokotemperaturowego określone jest w dużej mierze przez niezawodność zespołu wirującego, szczególnie zaś wału [2].

Główne elementy układu wirującego, których obecność i oddziaływanie w istotny sposób wpływa na przebieg zjawiska przepływu ciepła, przedstawiono na rys. 1. Elementem, który dosyć skutecznie odprowadza ciepło z wału do otoczenia jest taroza osadzona na wale określona zwozajowo jako "odrzutnik ciepła".

Znajomość jego geometrii jest niezbędna do sporządzenia bilansu strumieni ciepła.

Warunki pracy wentylatorów wysokotemperaturowych określone są oprócz wysokiej temperatury czynnika, jego agresywnością i wysokim zapyleniem. Do podstawowych problemów konstrukcyjnych tych wentylatorów należą:

- dobór geometrii wirnika ze względu na kryterium trwałości i niezawodności,



Rys. 1

- analiza ustalonego stanu termicznego głównych elementów: wirnika z piastą, wału i łożyskowania,
- analiza termicznych stanów nieustalonych występujących, np. przy rozruchu i odstawieniu wentylatora,
- analiza termowyttrzymałości poszczególnych elementów wentylatora,
- opracowanie łożyskowania.

W niniejszej pracy rozpatrzono zagadnienie ustalonego stanu termicznego wałów, które ma istotne znaczenie dla dalszego toku prac konstrukcyjnych, w tym dla opracowania łożyskowania i doboru odrzutnika ciepła.

2. Założenia

Analiza rozkładu temperatury w wale wymaga rozwiązania równania przewodzenia ciepła wraz z odpowiednimi warunkami brzegowymi. W tym celu założono, że:

- a) rozkład temperatury jest osiowo-symetryczny, tzn. temperatura zmienia się jedynie w kierunku promieniowym i osiowym,
- b) analizuje się ustalony stan termiczny wału,
- c) uwzględnia się obecność wirnika, odrzutnika ciepła i łożysk,
- d) na powierzchniach omywanych gazem o temperaturze T_g lub powietrzem o temperaturze T_0 przepływ ciepła następuje na drodze konwekcji przy znanym współczynniku wnikania ciepła,
- e) parametry materiałowe (c , ρ , λ) nie zależą od temperatury,
- f) znane są główne wymiary zespołu wirującego,
- g) wał wiruje ze znaną prędkością kątową ω .

W opisie uproszczonym można uśrednić temperaturę w poszczególnych przekrojach poprzecznych wału i analizować jedynie rozkład średnich całkowitych temperatur

$$T_{sr} = \frac{\int P}{P} = \frac{2}{r^2} \int_0^r T \xi d\xi, \quad (1)$$

gdzie:

r - promień wału.

W takim ujęciu szukana jest zależność

$$T_{sr} = T_{sr}(z). \quad (2)$$

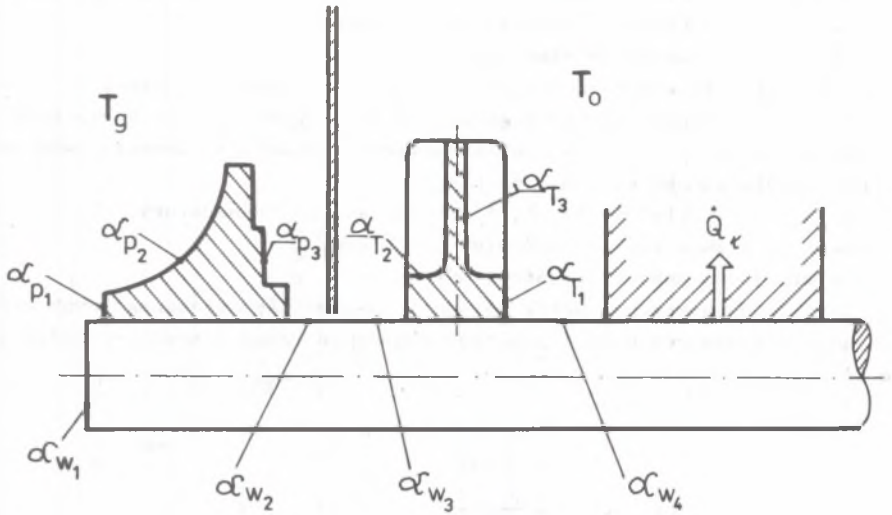
Uproszczenie to jest uzasadnione przy opisie stanu ustalonego, gdzie ciepło przepływa głównie w kierunku osiowym.

Dokładne ustalenie warunków brzegowych na poszczególnych odcinkach wału, odrzutnika ciepła i wirnika ze względu na złożoną geometrię i skomplikowany charakter zachodzących procesów cieplnych jest w zasadzie niemożliwe.

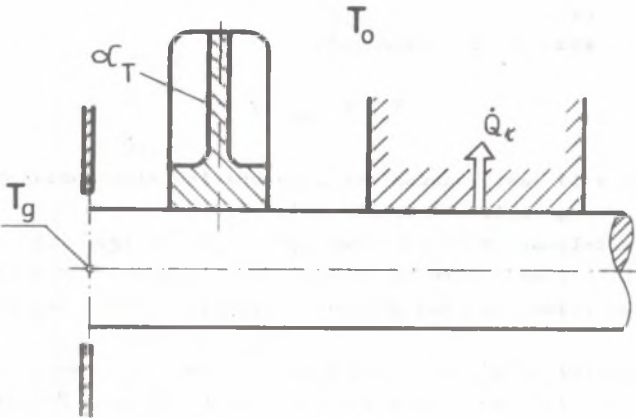
Na mocy założeń c, d i e zespół wirujący obejmujący wał, wirnik, odrzutnik ciepła i łożysko traktujemy jako jeden element. Ponieważ grubości taroży nośnej i nakrywającej wirnika są niewielkie, rzędu kilku mm można przyjąć, że ich temperatura jest wyrównana i równa temperaturze gazu T_g .

Wynika stąd, że do analizy stanu termicznego wału wystarczy rozpatrywać tylko piastę omywaną gazem. Gdy masa piasty jest mała w porównaniu z odcinkiem wału wewnątrz wentylatora, to można również pominąć piastę.

Na powierzchniach omywanych gazem lub powietrzem wymianę ciepła opisuje warunek brzegowy trzeciego rodzaju przy znanym współczynniku wnikania ciepła.



Rys. 2



Rys. 3

Schematycznie pokazano to na rys. 2. Stosowano następujące oznaczenia:

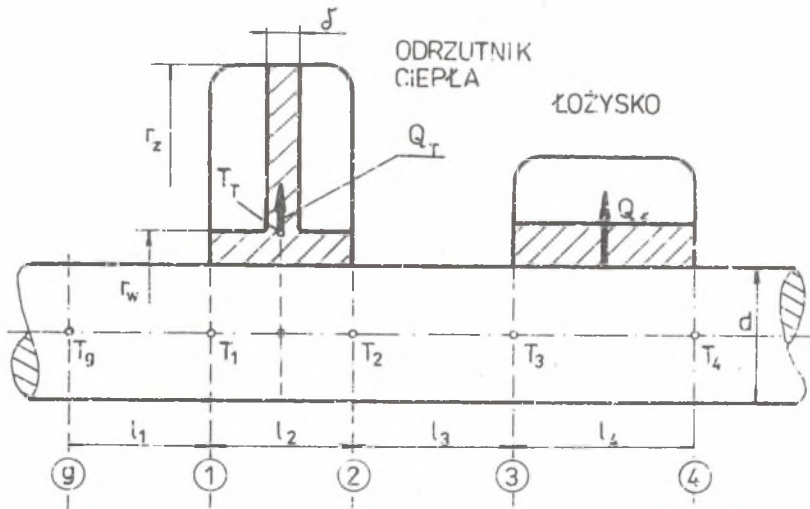
- α_{p1} - współczynnik wnikania na powierzchni piasty,
- α_{Ti} - współczynniki wnikania na powierzchni odrzutnika,
- α_{wi} - współczynniki wnikania na powierzchni wału.

Mnogość współczynników wnikania i ogromne trudności przy ich określaniu sprawiają, że zaproponowany model jest bardzo złożony. Znaczne uproszczenie modelu uzyskuje się przez przyjęcie, że w przekroju osłony wału temperatura równa temperaturze gazu T_g (rys. 3). Tak opisany stan termiczny wału jest bardziej niekorzystny od warunków rzeczywistych.

3. Uproszczony model matematyczny pola temperatury w wale

Rozpatrujemy fragment wału od obudowy poprzez odrzutnik ciepła aż do łożyska (rys. 4). Przyjmujemy, że w płaszczyźnie "g" temperatura wału jest wyrównana i równa temperaturze przetłaczanego czynnika T_g .

Interesuje nas rozkład temperatury wzdłuż osi wału, oraz strumienie ciepła w przekrojach charakterystycznych. Zgodnie z podanymi założeniami przy uproszczonym opisie stanu cieplnego wału analizujemy średnią temperaturę w poszczególnych przekrojach poprzecznych.



Rys. 4

Badany wał (rys. 4) można myślowo podzielić na kilka charakterystycznych odcinków, a mianowicie:

- wai o powierzchni swobodnej, omywany powietrzem o temperaturze T_0 (odcinki g-1 i 2-3 na rys. 4),
- połączeniu wału z odrzutnikami ciepła (odcinek 1-2),
- połączeniu wału z łożyskiem (odcinek 3-4),
- odrzutnik ciepła.

Przeanalizujemy stan termiczny poszczególnych odcinków wału.

3.1. Przewodzenie ciepła w wale

Wał o średnicy d i długości l omywany jest powietrzem o temperaturze T_0 . Rozpatrujemy ustaloną wymianę ciepła przez wał. Intensywność przepływu ciepła na powierzchni wału charakteryzuje współczynnik wnikańia α_w .

Jeżeli temperatura wału zmienia się od wartości T_p w przekroju początkowym do wartości T_k na końcu, to jej rozkład opisuje równanie [3]

$$T = T_o + (T_k - T_o) \frac{e^{mx} - e^{-mx}}{e^{ml} - e^{-ml}} + (T_p - T_o) \frac{e^{m(1-x)} - e^{-m(1-x)}}{e^{ml} - e^{-ml}} \quad (3)$$

Strumień ciepła w dowolnym przekroju wału jest równy

$$\dot{Q} = \lambda_w m \frac{\pi d^2}{4} \left[(T_p - T_o) \frac{e^{m(1-x)} + e^{-m(1-x)}}{e^{ml} - e^{-ml}} - (T_k - T_o) \frac{e^{mx} + e^{-mx}}{e^{ml} - e^{-ml}} \right] \quad (4)$$

Z ostatniej zależności można wyznaczyć strumień ciepła w przekroju początkowym (\dot{Q}_p) i końcowym (\dot{Q}_k) wału. Strumień ciepła wymieniany między powierzchnią wału i płynem

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_p - \dot{Q}_k \quad (5)$$

W praktyce \dot{Q}_o jest wielkością małą ze względu na małą długość powierzchni swobodnej wału l. Jeżeli pominąć przepływ ciepła na powierzchni wału, to podane wzory uproszczają się. Rozkład temperatury opisuje wtedy funkcja

$$T = T_p + (T_k - T_p) \frac{x}{l} \quad (6)$$

Strumień ciepła

$$\dot{Q} = \dot{Q}_p = \dot{Q}_k = \lambda_w \frac{\pi d^2}{4} \frac{T_p - T_k}{l} \quad (7)$$

3.2. Połączenie wału z odrzutnikiem ciepła

Rozpatrujemy odcinek wału 1-2 (rys. 4) obejmujący połączenie wału z odrzutnikiem ciepła. Zakładamy, że strumień ciepła oddawany przez wał do tarczy odrzutnika \dot{Q}_T , jest rozłożony równomiernie na odcinku l_2 (rys. 4) tzn. strumień jednostkowy \dot{q}_T przypadający na jednostkę długości wału i jednostkę pola przekroju jest równy

$$\dot{q}_T = \frac{4 \dot{Q}_T}{\pi d^2 l_2} \quad (8)$$

i stanowi wydajność upustu ciepła.

Rozwiązanie równania ustalonego, jednowymiarowego przewodzenia z wewnętrznymi upustami ciepła

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{\dot{q}_T}{\lambda_w} = 0 \quad (9)$$

po wyznaczeniu stałych całkowania z warunków brzegowych

$$T = T_1 \quad \text{dla } x = 0 \quad (10)$$

$$T = T_2 \quad \text{dla } x = l_2$$

przyjmuje postać

$$T = T_1 + (T_2 - T_1) \frac{x}{l_2} + \frac{\dot{q}_T}{2\lambda_w} (x^2 - xl_2) \quad (11)$$

Strumień ciepła jest równy

$$\dot{Q} = \lambda_w \frac{\pi d^2}{4} \frac{T_1 - T_2}{l_2} - \frac{Q_T}{l_2} (x - \frac{l_2}{2}) \quad (12)$$

3.3. Przepływ ciepła w łożysku

W obrębie łożyska ciepło przepływa od wału do warstewki smaru. Strumień ciepła jest proporcjonalny do różnicy temperatury pomiędzy powierzchnią wału i smaru

$$\dot{q}_z = \alpha (T_w - T_s) \quad (13)$$

Temperatura wału maleje znacznie na długości l_4 , natomiast temperatura smaru jest bardziej wyrównana ze względu na jego przepływ. Wynika stąd, że strumień ciepła \dot{q}_z maleje wzdłuż osi wału od przekroju 3 i osiąga wartość minimalną w przekroju 4. Przyjmując, że strumień jednostkowy \dot{q}_z przypadający na jednostkę długości wału i jednostkę pola przekroju zmienia się liniowo wzdłuż osi od pewnej wartości maksymalnej do zera w przekroju 4 otrzymujemy

$$\dot{q}_z = \dot{q}_z(x) = \frac{8 \dot{Q}_z}{\pi d^2 l_4^2} (l_4 - x) \quad (14)$$

Uwzględniając ostatnią zależność w równaniu (9) rozkład temperatury wału w obrębie łożyska dla warunków brzegowych

$$T = T_3 \quad \text{dla } x = 0$$

$$\dot{Q}_4 = 0 \quad x = l_4 \quad (15)$$

przyjmuje postać

$$T = T_3 + \frac{4 \dot{Q}_4 l_4}{\pi d^2 \lambda_w} \left(\bar{x}^2 - \frac{\bar{x}^3}{3} - \bar{x} \right) \quad (16)$$

gdzie:

$$\bar{x} = \frac{x}{l_4}$$

Dla $\bar{x} = 1$ (przekrój 4 na rys. 4)

$$T_4 = T_3 - \frac{4 \dot{Q}_4 l_4}{\pi d^2 \lambda_w} = T_3 - \frac{1}{3} \frac{4 \dot{Q}_4 l_4}{\pi d^2 \lambda_w} (T_2 - T_3) \quad (17)$$

b. Przepływ ciepła przez odrzutnik ciepła

Postać konstrukcyjna odrzutnika ciepła może być bardzo zróżnicowana. W najprostszym przypadku jest to płaska tarcza osadzona na wale. Bardziej złożony odrzutnik ma postać wirnika z promieniowo ustawionymi łopatkami. Liczba łopatek zmienia się w szerokim zakresie.

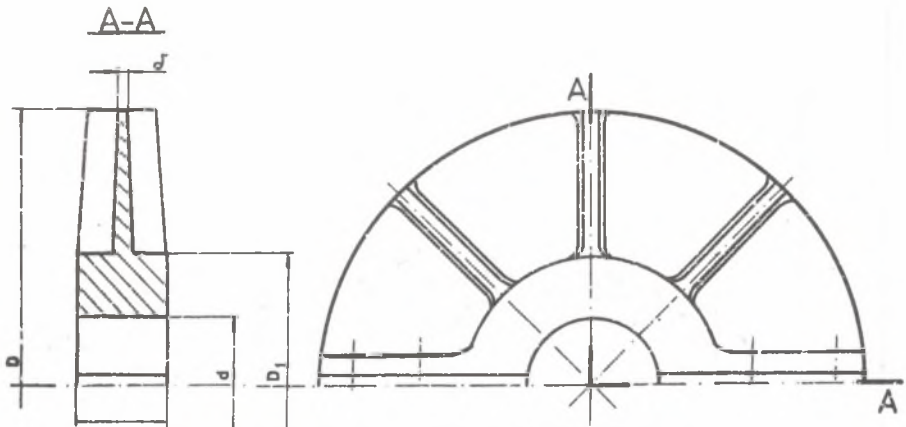
W praktyce projektowej wykorzystuje się jednak głównie odrzutniki zalecane przez normę branżową [4]. Cechy konstrukcyjne stosowanych odrzutników przedstawiono na rys. 5.

Odrzutnik ciepła w zakresie promieni $r_w = r_z$ (rys. 4) stanowi w istocie zębro okrągłe o przekroju trapezowym. Z uwagi na małą zbieżność tarczy odrzutnika przekrój trapezowy można aproksymować przekrojem prostokątnym. W takim ujęciu do wyznaczenia rozkładu temperatury w odrzutniku można zastosować wzory słuszne okrągłych zębów płaskich. I tak zmianę temperatury tarczy odrzutnika wzdłuż promienia opisuje zależność

$$\frac{T - T_o}{T_T - T_o} = \frac{I_o(nr_z)K_1(nr_z) + I_1(nr_z)K_o(nr)}{I_o(nr_w)K_1(nr_z) + I_1(nr_z)K_o(nr_w)} \quad (18)$$

Strumień ciepła przepływający przez podstawę zębca (na promieniu r_w) i oddawany przez zebro wynosi

$$\dot{Q}_T = 2\pi r_w \delta \lambda_T n (T_T - T_o) \psi, \quad (19)$$



Wlk. orz.	Ułożyskowanie	d [mm]	D [mm]	D ₁ [mm]	d' [mm]	b [mm]	Masa [kg]
1	2A, 2F	45	150	75	8	50	1.2
2	3A, 3F	60	250	120	8	50	2.6
	4A, 4F	80					
3	5A, 5F	100	350	180	8	70	6.4
	6A, 6F	125					
4	7A, 7F	150	450	240	8	70	81

Rys. 5

gdzie

$$\psi = \frac{I_1(nr_z)K_1(nr_w) - I_1(nr_w)K_1(nr_z)}{I_1(nr_z)K_0(nr_w) + I_0(nr_w)K_1(nr_z)} \quad (20)$$

W powyższych równaniach

$$n = \sqrt{\frac{2\sigma_T}{c\lambda_T}} \quad (21)$$

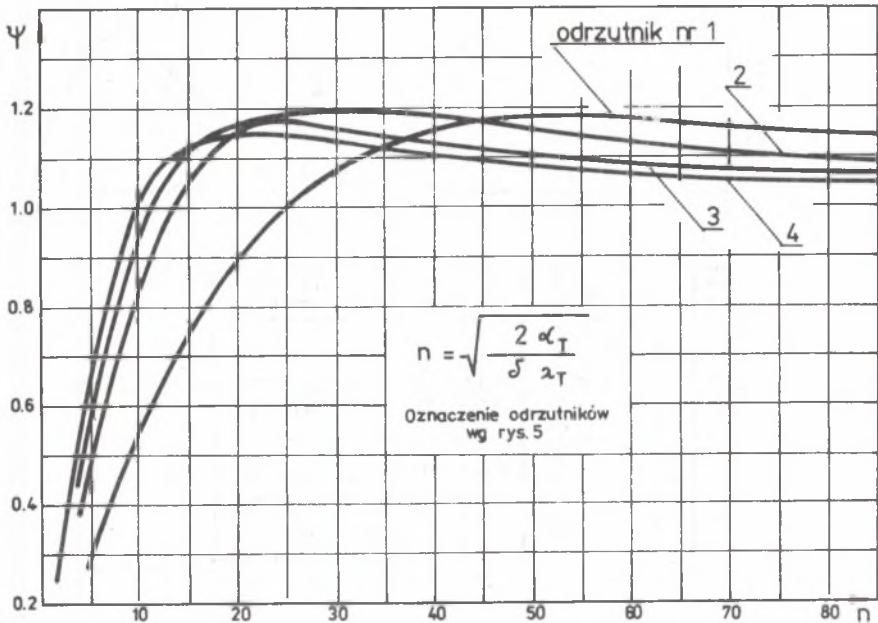
$$x = r - r_w$$

I_0, I_1, K_0, K_1 - funkcje Bessela [5].

Współczynnik ψ występujący w (19), określony formułą (20) jest dla danego typu odrzutnika funkcją n

$$\psi = \psi(n). \quad (22)$$

Z uwagi na złożoną postać tej zależności przedstawiono ją dla odrzutników z rys. 5 w formie graficznej (rys. 6).



Rys. 6

Głównym problemem jest określenie współczynnika wnikania α_T . Obecność promieniowo ustawionych żeber wzdłuż powierzchni bocznych tarczy odrzutnika komplikuje w istotny sposób ten problem.

W literaturze brak jest opracowań z tego zakresu. Jedynie w pracy [6] przytoczono, bez większego uzasadnienia, formułę

$$\alpha_T = 5.58 u_z^{2/3} \quad (23)$$

Jako punkt wyjścia do oceny współczynnika wnikania ciepła można więc przyjąć wzory otrzymane w badaniach przejmowania ciepła na bocznych powierzchniach płaskiej tarczy wirującej w nieograniczonej przestrzeni.

Równania kryterialne podające zależność średniej liczby Nusselta

$$Nu = \frac{\alpha_f r_z}{\lambda_p} \quad (24)$$

w funkcji liczby Reynoldsa

$$Re = \frac{\omega r_z^2}{\nu} \quad (25)$$

opracował Dorfmann [7]. I tak dla laminarnej warstwy przyściennej ważny jest wzór

$$Nu = 0,308(m + 2)^{0,5} Re^{0,5} \quad (26)$$

natomiast dla warstwy turbulentnej

$$Nu = 0,0112(m + 2,6)^{0,2} Re^{0,8} \quad (27)$$

gdzie m jest wykładnikiem w zależności funkcyjnej różnicy temperatur powierzchni tarczy i otaczającego powietrza od promienia ($\Delta T \sim r^m$). Przy najczęściej przyjmowanej wartości $m = 2$, uzyskuje się dla warstwy laminarnej wzór

$$Nu = 0,616 Re^{0,5} \quad (28)$$

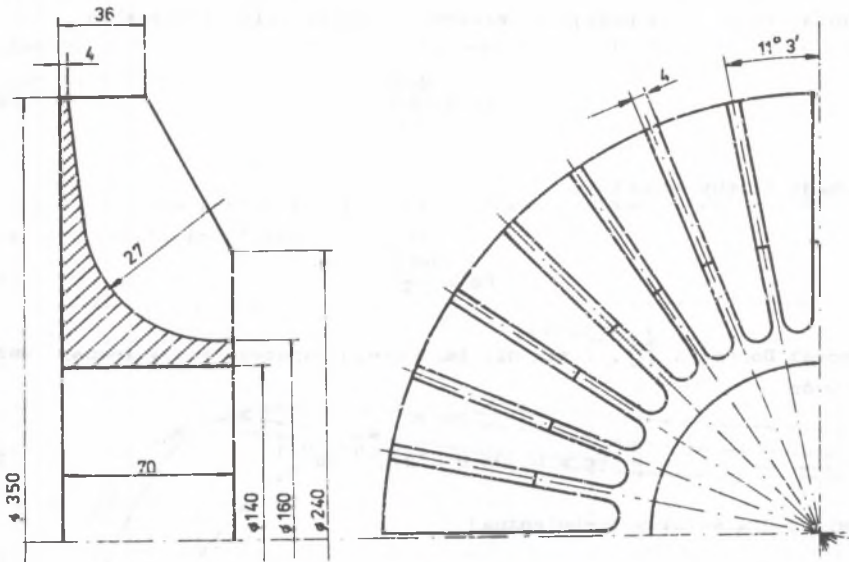
dla turbulentnej zaś formułę

$$Nu = 0,0152 Re^{0,8} \quad (29)$$

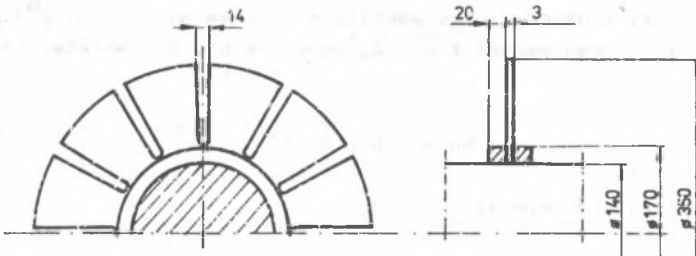
Wartość krytycznej liczby Reynoldsa znajduje się w zakresie

$$Re = (2,6 \div 3) 10^5. \quad (30)$$

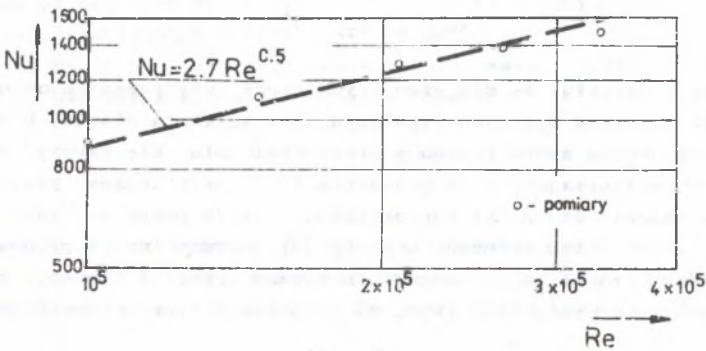
Jest rzeczą oczywistą, że dla wirujących tarcz uźebrowanych należy spodziewać się znacznie wyższych współczynników wnikania ciepła, bowiem promieniowo usytuowane żebra powodują przekształcenie się tarczy w wirnik promieniowy, wytwarzający ruch powietrza i intensyfikujący przepływ ciepła. Pewne badania zdolności odprowadzenia ciepła przez niektóre typy odzrutników ciepła przeprowadzono w pracy [8]. Między innymi przebadano odzrutnik jednostronnie bardzo mocno uźebrowany (rys. 7) oraz odzrutnik ciepła tarczowy z wycięciami (rys. 8) w zakresie liczb Reynoldsa $Re = 10^5 \div 3,5 \cdot 10^5$.



Rys. 7



Rys. 8



Rys. 9

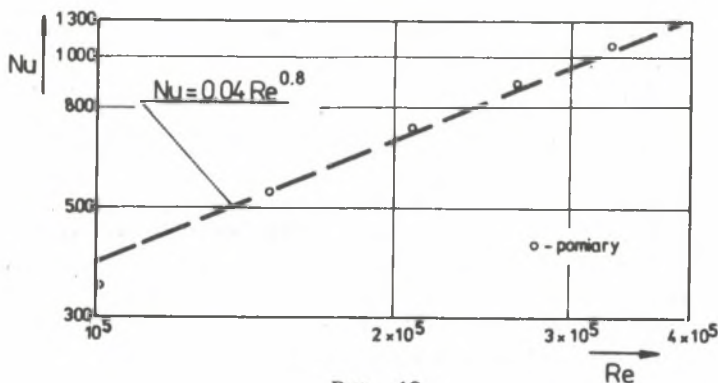
W oparciu o wyniki badań podane w [8] podjęto próbę opracowania ich w postaci równań kryterialnych $Nu = f(Re)$. Dla odrzutnika gęsto uźebrowanego (rys. 7) otrzymano z aproksymacji (rys. 9) zależność

$$Nu = 2.7 Re^{0,5} \quad (31)$$

która przykładowo w porównaniu ze wzorem (28) daje wartości liczb Nusselta około 4,4 razy większe. W przypadku tarozy płaskiej z wycięciami (rys. 8) dokonana aproksymacja wyników badań (rys. 10) doprowadziła do formuły,

$$Nu = 0.04 Re^{0.8}, \quad (32)$$

która w odniesieniu do wzoru (29) daje wartości około 2,6 razy większe.



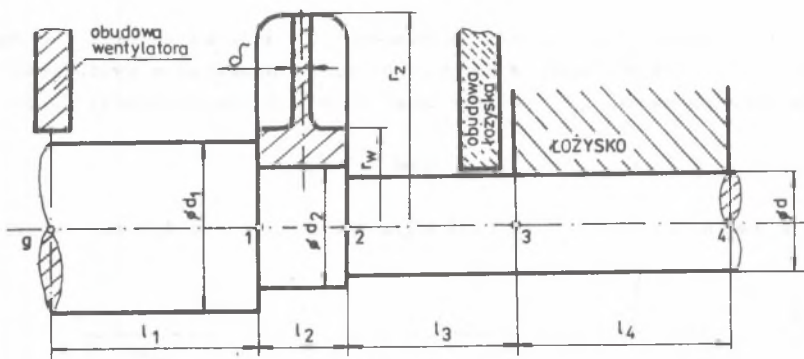
Rys. 10

Odrzutniki ciepła zalecane przez normę branżową pod względem cech geometrycznych różnią się od przebadanych. Stąd też bezpośrednio zastosowanie otrzymanych wyżej formuł jest nieuzasadnione. Ponieważ odrzutniki według normy są dosyć rzadko Źebrowane stąd też wychodząc z zależności (31) i (32) oraz biorąc pod uwagę pewien zapas bezpieczeństwa, proponuje się dla nich formułą dającą w stosunku do równania (28) ok. dwukrotne zwiększenie wartości liczby Nusselta, a mianowicie

$$Nu = 1,2 Re^{0.5}. \quad (33)$$

5. Procedura obliczeń

Na podstawie rysunku układu wirującego i parametrów technicznych wentylatora ustalamy następujące dane wejściowe.



Rys. 11

a) wymiary geometryczne (rys. 11)

- średnice wału d , d_1 , d_2 ,
- długości poszczególnych odcinków wału l_1 , l_2 , l_3 i l_4 ,
- promień wewnętrzny r_w i zewnętrzny r_z tarczy odrzutnika,
- grubość tarczy odrzutnika δ ,

b) cechy materiałowe

- współczynnik przewodzenia wału λ_w ,
- współczynnik przewodzenia tarczy λ_T ,

c) temperatury

- przetłaczanego gazu T_g ,
- otaczającego powietrza T_o ,

d) liczba obrotów wentylatora n_w .

Wielkościami szukanymi są:

- temperatury w punktach charakterystycznych T_1 , T_2 , T_3 i T_4 ,
- strumienie ciepła w przekrojach charakterystycznych, \dot{Q}_g , \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_3 , \dot{Q}_T
- rozkład temperatury między punktami charakterystycznymi.

Wstępny etap obliczeń dotyczy przepływu ciepła w odrzutniku i obejmuje wyznaczenie następujących wielkości:

- liczba Reynoldsa (wzór (25)),
- liczba Nusselta (wzór (33)),
- współczynnik wnikania ciepła (wzór (24)),
- współczynnik n (wzór (21)),
- wartość funkcji (rys. 6).

Tablica 1

Procedura obliczeń

1. Układ równań	
$\frac{\pi d_1^2}{4} \lambda_w \frac{T_g - T_1}{l_1} = \frac{\pi d_2^2}{4} \lambda_w \frac{T_1 - T_2}{l_2} + \frac{\dot{Q}_T}{2}$	
$\frac{\pi d_2^2}{4} \lambda_w \frac{T_1 - T_2}{l_2} - \frac{\dot{Q}_T}{2} = \frac{\pi d_3^2}{4} \lambda_w \frac{T_2 - T_3}{l_3}$	
$\dot{Q}_T = 2 \pi r_w \delta \lambda_{T,n} \psi [0.5(T_1 + T_2) - T_o]$	
$T_4 = T_3 - \frac{T_2 - T_3}{3} \frac{l_4}{l_3}$	
2. Rozkład temperatury	
Odcinek	Formuła
g - 1	$T = T_g + (T_1 - T_g) \frac{x}{l_1}$
1 - 2	$T = T_1 + (T_2 - T_1) \frac{x}{l_2} + \frac{2\dot{Q}_T l_2}{\pi d_2^2 \lambda_w} \left[\left(\frac{x}{l_2}\right)^2 - \left(\frac{x}{l_2}\right) \right]$
2 - 3	$T = T_2 + (T_3 - T_2) \frac{x}{l_3}$
3 - 4	$T = T_3 + (T_3 - T_4) \left[3\left(\frac{x}{l_4}\right)^2 - \left(\frac{x}{l_4}\right)^3 - 3\left(\frac{x}{l_4}\right) \right]$
3. Strumienie ciepła	
$\dot{Q}_g = \dot{Q}_1 = \lambda_w \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{T_g - T_1}{l_1}$	
$\dot{Q}_T = 2 \pi r_w \delta \lambda_{T,n} \psi [0.5(T_1 + T_2) - T_o]$	
$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 = \lambda_w \frac{\pi d_3^2}{4} \frac{T_2 - T_3}{l_3}$	
$\dot{Q}_4 = \lambda_w \frac{3\pi d^2}{4} \frac{T_3 - T_4}{l_4}$	

Zasadniczy etap obliczeń prowadził się wg zależności zestawionych w tablicy 1. Aby wyznaczyć temperatury w punktach charakterystycznych 1, 2 i 3 oraz strumień ciepła \dot{Q}_T , należy rozwiązać układ czterech równań liniowych (tablica 1.1). Pierwsze dwa równania tego układu stanowią porównanie

strumieni ciepła przewodzonego przez przekroje 1 i 2 wału. Trzecie równanie określa strumień ciepła przepływający od wału do tarczy (wzór (19)). Ostatnią zależność w tabelicy 1.1 uzyskujemy z (17).

Po wyznaczeniu temperatur w punktach charakterystycznych można modelować rozkład temperatury w całym wale.

Odpowiednie formuły podano w tabelicy 1.2.

Tabela 2

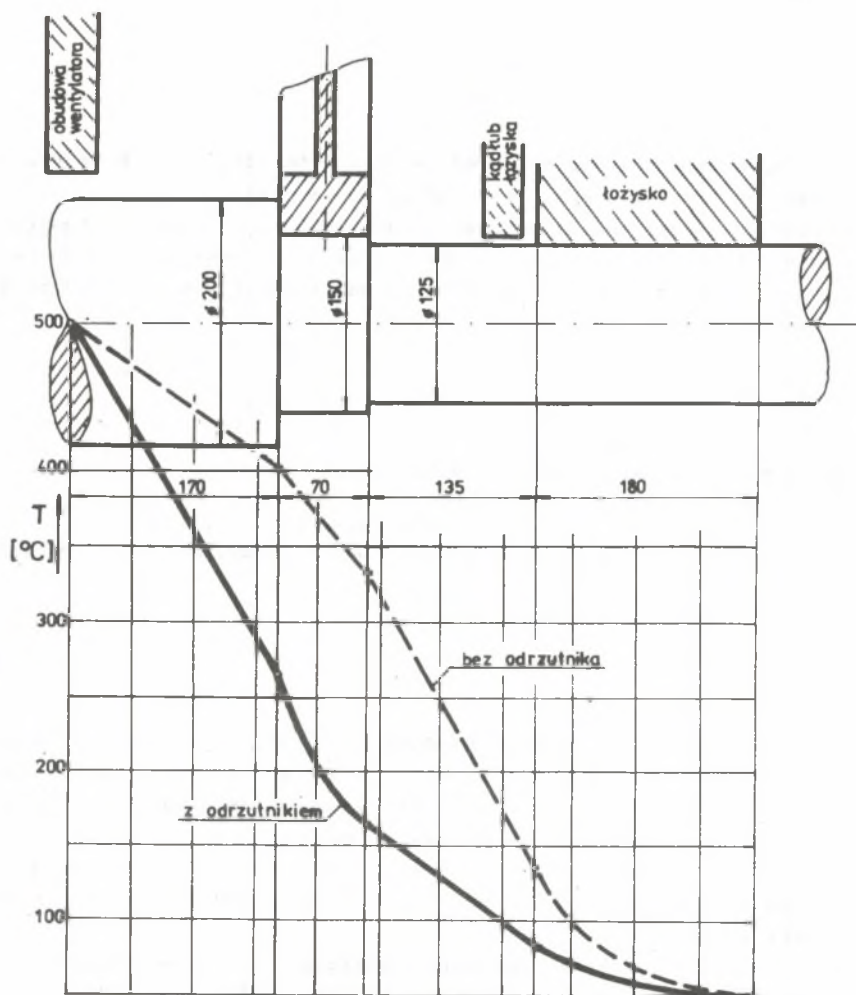
Wyniki obliczeń

1. Układ równań	
$11.088 (500 - T_1) = 15.147 (T_1 - T_2) + 0.5 \dot{Q}_T$	
$15.147 (T_1 - T_2) - 0.5 \dot{Q}_T = 5.454 (T_2 - T_3)$	
$\dot{Q}_T = 6.254 T_1 + 6.254 T_2 - 500.3$	
$50 = T_3 - (T_2 - T_3)0.444$	
2. Rozwiązanie układu	
$T_1 = 264.5$	[°C]
$T_2 = 164.1$	[°C]
$T_3 = 85.1$	[°C]
$Q_T = 2180$	[W]
3. Rozkład temperatury	
Odcinek g - 1	$T = 500 - 235.5 \frac{x}{I_1}$
Odcinek 1 - 2	$T = 264.5 - 100.4 \frac{x}{I_2} + 72 \left[\left(\frac{x}{I_2} \right)^2 - \left(\frac{x}{I_2} \right) \right]$
Odcinek 2 - 3	$T = 164.1 - 79 \frac{x}{I_3}$
Odcinek 3 - 4	$T = 85.1 - 35.1 \left[3 \left(\frac{x}{I_4} \right) + \left(\frac{x}{I_4} \right)^3 - 3 \left(\frac{x}{I_4} \right)^2 \right]$
4. Strumienie ciepła	
$\dot{Q}_g = \dot{Q}_1 = 2611.2$	[W]
$\dot{Q}_T = 2180$	[W]
$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 = 430.8$	[W]
$\dot{Q}_g' = 430.8$	[W]

Strumienie ciepła w przekrojach charakterystycznych wału opisują zależności zestawione w tabelicy 1.3. Najistotniejszą wielkością podaną w tej tabelicy jest strumień ciepła \dot{Q}_g , prowadzony przez wał do łożyska. Wyznaczenie tego strumienia ciepła umożliwi przeprowadzenie bilansu cieplnego łożyska.

6. Stan termiczny wału wentylatora WPM-97/2

W charakterze przykładu obliczeniowego przeanalizowano stan termiczny wału wentylatora WPM-97/2. Wał wiruje z odrzutnikiem ciepła nr 4 (rys. 5)



Rys. 12

i jest łożyskowany w łożysku ślizgowym $\varnothing 125 \times 110$. W oparciu o dokumentację wentylatora ustalono następujące dane wejściowe (oznaczenia wg rys. 11):

$$\begin{aligned}d_1 &= 0,2 \text{ m}, & d_2 &= 0,15 \text{ m}, & d &= 0,125 \text{ m}, & l_1 &= 0,17 \text{ m}, \\l_2 &= 0,07 \text{ m}, & l_3 &= 0,135 \text{ m}, & l_4 &= 0,18 \text{ m}, & r_w &= 0,12 \text{ m}, \\r_z &= 0,225 \text{ m}, & \delta &= 0,008 \text{ m}, & n_w &= 1440 \text{ obr/min} \\ \lambda_w &= 60 \text{ W/mk}, & \lambda_T &= 150 \text{ W/mk}, & \lambda_p &= 0,0276 \text{ W/mk} \\ \psi_p &= 16,96 \cdot 10^{-6}, & T_o &= 40^\circ\text{C}, & T_g &= 500^\circ\text{C}, & T_4 &= 50^\circ\text{C}\end{aligned}$$

W wstępnym etapie obliczeń wyznaczono następujące wielkości:

$$\begin{aligned}Re &= 450120 \\ Nu &= 805 \\ \alpha_T &= 98,8 \text{ W/m}^2\text{K} \\ n &= 12,8 \text{ m}^{-1} \\ \psi &= 1,08\end{aligned}$$

Wyniki zasadniczego etapu obliczeń zebrano w tablicy 2. Tok postępowania odpowiada opisanej w poprzednim punkcie procedurze.

W oparciu o uzyskane wyniki nakreślono rozkład średniej temperatury wzdłuż osi wału (rys. 12). Linia przerywaną zaznaczono rozkład temperatury w wale bez odrzutnika. Charakterystyczne temperatury dla tego przypadku wynoszą

$$\begin{aligned}T_1 &= 403^\circ\text{C} \\ T_2 &= 333^\circ\text{C} \\ T_3 &= 137^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Strumień ciepła przepływający do łożysk

$$\dot{Q}_c = 1068 \text{ W}$$

jest 2,5-krotnie większy od wartości \dot{Q}_c dla przypadku z odrzutnikiem (tabl. 2.4).

7. Uwagi końcowe

- a. W pracy rozpatrzono jeden z głównych problemów konstrukcyjnych wentylatorów wysokotemperaturowych jakim jest stan termiczny wału wraz z elementami współpracującymi. Zaproponowano metodę modelowania rozkładu temperatura wzdłuż wału wentylatora i rozpiływu strumieni ciepła do poszczególnych elementów zespołu wirującego. Z uwagi na niezawodność pracy wentylatora szczególnie ważne jest tu wyznaczenie strumienia ciepła przepływającego do łożyska.
- b. Przedstawiona w artykule procedura obliczeń dotyczy stosunkowo ogólnego, pod względem cech geometrycznych, wału wentylatora.

Celem skrócenia algorytmu i ułatwienia obliczeń szczegółowo rozpatrzono aktualnie produkowane odrzutniki tworzące typoszereg wymiarowy.

- c. Na dokładność wyników w dużym stopniu wpływa znajomość współczynników wnikania ciepła, szczególnie w odrzutniku ciepła. Problem ten wymaga dalszych badań. Z uwagi na postać konstrukcyjną odrzutników szczególnie predystynowana jest tu metoda analogii naftalenowej, którą między innymi wykorzystano do wyznaczania współczynników α_f na powierzchniach bocznych tarcz wirnikowych [9].
- d. Odrębnym zagadnieniem jest sprawa doboru cech konstrukcyjnych odrzutnika ciepła w powiązaniu z całym układem wirującym i jego obudową. Jest to sprawa ważna w odniesieniu do wentylatorów wysokotemperaturowych jak również przy ewentualnej weryfikacji konstrukcyjnej i poszerzeniu typoszeregu odrzutników ciepła.

LITERATURA

- [1] Prysok E.: Wytyczne konstruowania wentylatorów do wysokich temperatur. Etap I.: Studium wstępne z analizą ekonomiczną. Nr oprac. BPK/4/82 OBR Barowent, Katowice.
- [2] Stein H., Kramer C.: Heissgasventilatoren, Gas-Wärme International Bd. 25, nr 1/2, 1976.
- [3] Staniszewski B.: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa 1979.
- [4] Norma branżowa nr 75/FW-30 "Odrzutniki ciepła do wentylatorów".
- [5] Handbook of Mathematical Functions. Dover Publications, New York 1965 Ed. M. Abramowitz, I. A. Stegun.
- [6] Lang O.R., Steinhilper W.: Gleitlager Konstruktionsbucher Bd. 31. Springer Verlag 1978.
- [7] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników turbinowych WKŁ, Warszawa 1974.
- [8] Podsędkowski A.: Opracowanie metody projektowania i obliczenia tarcz do odprowadzenia ciepła z wałów maszyn wirnikowych przetłaczających gorące gazy. Opracowanie Instytutu Techniki Ciepłej, Łódź 1969, nr ew. 1401 PP.
- [9] Kosman G.: Przepływ ciepła na powierzchniach bocznych tarczy wirnikowej w czasie wymuszonego chłodzenia turbiny. ZN Pol. Śl. "Energetyka" z. 82, Gliwice 1982.

Recenzent: doc. dr inż. Jerzy Roszkowski

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР В ВАЛУ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Р е з ю м е

В статье оговорено конструкционные вопросы высокотемпературных вентиляторов. Представлено модель термического состояния в установившихся условиях. Подано метод расчёта распределения температур в валу и распределение потоков тепла по отдельным элементам вращающейся системы связанной с валом. Предложенный метод иллюстрирует пример расчётов мельничного вентилятора.

TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE HIGHTEMPERATURE FAN SHAFT

S u m m a r y

Construction problems for hightemperature fans are presented. A model for a steady thermal state is discussed. A method of temperature distribution calculations is given. The method enables also a calculation of heat floxes propagations. The method is illustrated by an example for a mil fan.