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

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

69

W A R S Z A W A – P O Z N A Ń 1975

P A Ń S T W O W E   W Y D A W N I C T W O   N A U K O W E

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

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

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE – ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380+90 egz.	Oddano do składania 7 III 1975 r.
Ark. wyd. 14,75 Ark. druk. 11,5	Podpisano do druku 2 XII 1975 r.
Papier druk sat. kl. V, 62 g 70×100 cm.	Druk ukończono w grudniu 1975 r.
Nr zam. 259/91.	R-15/876. Cena zł 45,–

DRUKARNIA UNIWERSYTETU IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

1975 Zeszyt 69

MICHAŁ RACINIEWSKI

Gdańsk

Laminarna kondensacja pary na powierzchni walcowej dowolnie zorientowanej w przestrzeni*

W pracy rozwiązano zagadnienie związane z wymianą ciepła podczas kondensacji pary na powierzchniach walcowych. Rozważania przeprowadzono przy założeniach nusseltowskich. Podano przykład obliczenia kondensacji na powierzchni walcowej o przekroju owalnym.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A – funkcja,
r – promień wodzący walca,
r_0 – promień charakterystyczny,
h – krok siatki w kierunku osi φ,
k – krok siatki w kierunku osi x,
$m = a/b$ – parametr geometryczny owalu,
x – współrzędna wzdłuż osi walca,
Y – grubość warstwy kondensatu,
Z – współrzędna bezwymiarowa,
α – współczynnik przejmowania ciepła,
β – kąt nachylenia osi walca do poziomu,
γ – ciężar właściwy kondensatu,
Δt – różnica temperatur,
Δi – ciepło zmiany stanu skupienia,
θ – kąt nachylenia płaszczyzny stycznej do walca względem poziomu,
μ – lepkość dynamiczna,
φ – współrzędna określająca położenie punktu na powierzchni walca,
ψ – kąt między drogą spływu skroplin a płaszczyzną przekroju poprzecznego walca,
$v_{śr}$ – średnia wartość prędkości,
n, i – wskaźniki określające położenie punktu na siatce przy obliczeniu numerycznym.

1. Wprowadzenie

W technice dość często występuje problem, polegający na kondensacji pary na powierzchniach walcowych niekołowych. Przykładem mogą być skraplacze powietrzne z rurami owalno-eliptycznymi, wewnątrz których kondensuje się para czynnika roboczego siłowni oraz wykorzystywanie ciepła kondensacji pary grzejnej do podgrzewania łopatek kierowniczych w ostatnich stopniach turbin kondensacyjnych. W związku z tym wyłoniła się potrzeba określenia współczynnika przejmowania ciepła dla wyżej podanych i podobnych przypadków.

W literaturze przedmiotu znana jest kondensacja na płytach pionowych, ukośnych oraz powierzchniach walca kołowego [1, 2, 4]. Podstawową pracą z tej dyscypliny jest praca Nusselta [1]. Inne prace uwzględniają szereg dodatkowych czynników jak efekt napięcia powierzchniowego, bezwładność kondensatu, nieizotermiczność ścianki itp.

* Praca wykonana w ramach planu C1, temat 4 (prace własne Instytutu).

Przyjmujemy, że spływ kondensatu odbywa się tak, jak na płaszczyźnie stycznej w rozważanym punkcie. Przyjmując oznaczenia jak na rys. 2, kąt nachylenia płaszczyzny stycznej do płaszczyzny przechodzącej przez oś x i nachylonej do poziomu pod kątem β wynosi $\varphi' = \varphi - w$, gdzie $w = \operatorname{arctg}(dr/d\varphi/r) \times \operatorname{sign}(\sin\varphi)$. Spływ kondensatu po tej elementarnej powierzchni odbywa się pod kątem ψ (rys. 3) względem płaszczyzny prostopadłej do osi walca. Kąt ψ można wyznaczyć z zależności geometrycznych:

$$\cos\psi = \frac{\sin(\varphi - w)}{\sqrt{\operatorname{tg}^2\beta - \sin^2(\varphi - w)}}. \tag{1}$$

Przeprowadzając bilans ciepła dla kondensatu przepływającego nad elementarną powierzchnią o wymiarach dx i $Ad\varphi$ można napisać następujące równanie:

$$\frac{\lambda A}{Y} \Delta t dx d\varphi = \gamma \Delta i \left[\frac{\partial}{\partial \varphi}(v_{śr} Y \cos\psi dx) d\varphi + \frac{\partial}{\partial x}(v_{śr} Y A \sin\psi d\varphi) dx \right], \tag{2}$$

w którym $A = \sqrt{r^2 + (dr/d\varphi)^2}$ oznacza szerokość elementarnej płaszczyzny stycznej. Z równania wynika, że zmiana grubości kondensatu na elementarnej powierzchni spowodowana jest skropleniem się pary, której ciepło skraplania wynosi Δi. Prędkość $v_{śr}$ można określić z równań ruchu dla jednowymiarowego przepływu grawitacyjnego filmu na płaszczyźnie nachylonej pod kątem θ do poziomu:

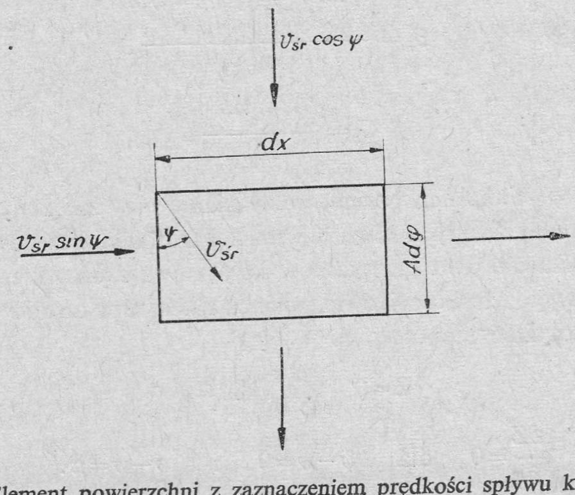
$$v_{śr} = \frac{\gamma}{3\mu} Y^2 \sin\theta. \tag{3}$$

Dla rozpatrywanego przypadku kąt θ nachylenia płaszczyzny stycznej wynosi:

$$\cos\theta = \cos\beta \cos(\varphi - w). \tag{4}$$

Po wstawieniu (3) do (2) z uwzględnieniem (1) i (4) oraz po wprowadzeniu zmiennych bezwymiarowych

$$Z = \frac{\gamma^2 \Delta i \cos\beta}{3\mu\lambda\Delta t r_0} Y^4, \quad X = \frac{x}{r_0 \operatorname{tg}\beta}, \quad A_0 = \frac{A}{r_0}, \tag{5}$$



Rys. 3. Element powierzchni z zaznaczeniem prędkości spływu kondensatu

otrzymuje się:

$$\frac{4}{3}=\frac{\partial Z}{\partial \varphi}\frac{\sin(\varphi-w)}{A_0}+\frac{4}{3}Z\frac{\cos(\varphi-w)\left(1-\frac{dw}{d\varphi}\right)}{A_0}+\frac{\partial Z}{\partial X}. \tag{6}$$

Funkcje $w(\varphi)$, $A_0(\varphi)$, $dw(\varphi)/d\varphi$, występujące w (6), są na ogół znane. W przypadkach prostych mogą być podane analitycznie, a w przypadkach bardziej skomplikowanych będą na ogół zadane numerycznie. Aby znaleźć ogólną metodę rozwiązania postawionego zagadnienia przyjęto schemat rozwiązania numerycznego. Równanie różniczkowe (6) rozwiązano numerycznie w następujący sposób. Rozwiniętą powierzchnię walcową podzielono na prostokąty o wymiarach h i k, odpowiednio w kierunku φ i X. Wprowadzając różnice skończone:

$$\begin{aligned}\frac{\partial Z_{n,i}}{\partial X}&=\frac{1}{2k}(3Z_{n,i}-4Z_{n,i-1}+Z_{n,i-2}),\\ \frac{\partial Z_{n,i}}{\partial \varphi}&=\frac{1}{2h}(3Z_{n,i}-4Z_{n-1,i}+Z_{n-2,i})\end{aligned} \tag{7}$$

i wstawiając je w miejsce pochodnych do równania (6), otrzymuje się równania różnicowe. Można je przedstawić w postaci układu równań algebraicznych, w których indeksy n oraz i wskazują na wybrany punkt siatki, tzn.

$$Z_{n,i}=\frac{\frac{4}{3}+\frac{1}{2k}(4Z_{n,i-1}-Z_{n,i-2})+\frac{C_n}{2h}(4Z_{n-1,i}-Z_{n-2,i})}{\frac{4}{3}B_n+\frac{3}{2k}+\frac{3C_n}{2h}}, \tag{8}$$

gdzie współczynniki

$$B_n=\frac{\left(1-\frac{dw}{d\varphi}\right)\cos(hn-w)}{A_0},$$

$$C_n=\frac{\sin(hn-w)}{A_0}$$

są zależne tylko od φ. Układ ten posiada rozwiązanie przy założonych warunkach brzegowych. Rozwiązanie układu tych równań wraz z warunkami brzegowymi (9) przeprowadzono metodą Gaussa dla dwu przypadków koła i owalu jako kierownic walca.

Do obliczeń przyjęto, że koło i owal posiadają ten sam obwód oraz, że dłuższa oś owalu leży w płaszczyźnie pionowej, tj.

$$\begin{aligned}&Z=0 \quad \text{dla} \quad X=0\\ &\frac{\partial Z}{\partial \varphi}=0 \quad \text{dla} \quad \varphi-w=0 \quad \text{i} \quad \varphi-w=\pi.\end{aligned} \tag{9}$$

Tabela 1

Wartości funkcji $(Z)^{\frac{1}{4}}$ dla okręgu

φ \ X	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	3,0
0°	0,5944	0,6956	0,8018	0,8999	0,9452	0,9690	0,9822	0,9954
30°	0,5876	0,6923	0,8039	0,9079	0,9560	0,9812	0,9952	1,0092
60°	0,5934	0,7036	0,8196	0,9352	0,9908	1,0204	1,0368	1,0532
90°	0,6024	0,7183	0,8450	0,9828	1,0544	1,0939	1,1162	1,1385
120°	0,6129	0,7352	0,8776	1,0520	1,1562	1,2194	1,2561	1,2948
150°	0,6223	0,7494	0,9097	1,1347	1,3036	1,4315	1,5216	1,6273
180°	0,6263	0,7537	0,9246	1,1831	1,4194	1,6630	1,9268	2,7294

Tabela 2

Wartości funkcji $(Z)^{\frac{1}{4}}$ dla owalu $m=2$

φ \ X	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	3,0
0°	0,5944	0,6956	0,8018	0,8999	0,9452	0,9690	0,9822	0,9954
30°	0,5871	0,6910	0,7996	0,8930	0,9292	0,9442	0,9508	0,9565
60°	0,6039	0,7177	0,8503	0,9881	1,0507	1,0785	1,0907	1,0991
90°	0,6043	0,7186	0,8545	1,0131	1,1038	1,1502	1,1714	1,1860
120°	0,6043	0,7186	0,8546	1,0161	1,1219	1,1914	1,2290	1,2561
150°	0,6176	0,7388	0,8885	1,0688	1,1873	1,2776	1,3474	1,4243
180°	0,6209	0,7450	0,9070	1,1389	1,3369	1,5285	1,7242	2,2660

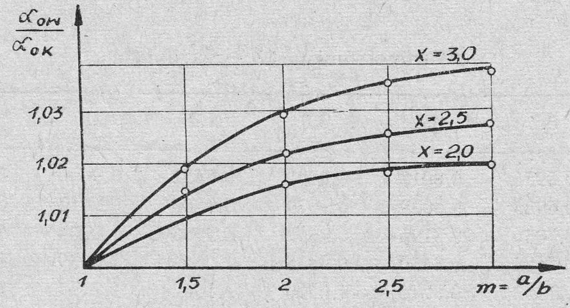
Istotną sprawą jest wybór bieguna układu współrzędnych dla obliczanego profilu walca. Rozwiązanie łatwo można uzyskać dla dużych promieni krzywizny profilu w stosunku do promienia wodzącego.

Wartości funkcji $Z^{1/4}$ obliczone dla profilu kołowego i owalnego zamieszczono w tabelach 1 i 2. Przy obliczaniu profilu owalnego przyjmowano stałą wartość obwodu, przy różnych wartościach a i b, gdzie a i b są odpowiednio dużą i małą osią owalu.

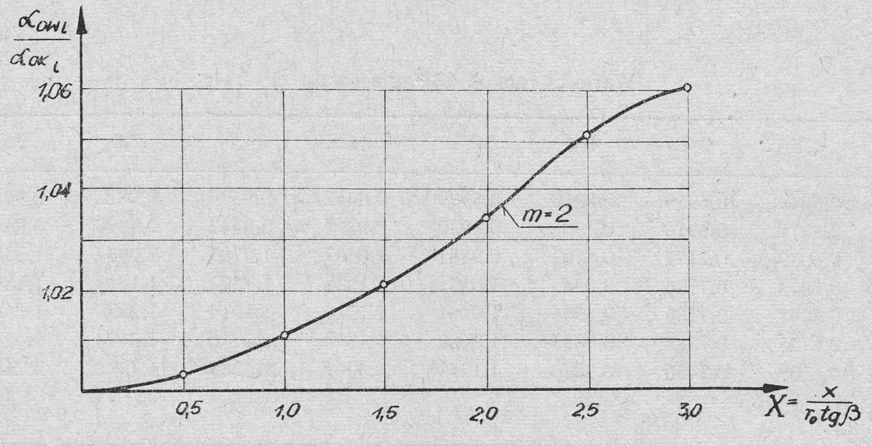
3. Wnioski

Wyprowadzone równanie kondensacji na powierzchni dowolnego walca daje dla walca kołowego wyniki zbieżne z wynikami zawartymi w pracach [2 i 4], które potwierdzono doświadczalnie. Na tej podstawie można się spodziewać, że obliczenia dla profilu niekołowego będą zgodne z wynikami eksperymentu.

Na rys. 4 porównano wartości współczynników α dotyczących oporu cieplnego warstwy kondensatu dla walca o przekroju kołowym (α_{0k}) oraz różnych owali (α_{0w}). Na rys. 5 porównano współczynniki α_l dla owalu i koła w zależności od zmiennej bezwymiarowej



Rys. 4. Zależność średniego współczynnika przewodzenia α od parametrów geometrycznych walca



Rys. 5. Zależność lokalnego współczynnika przewodzenia ciepła od zredukowanej odległości X liczonej od górnej krawędzi walca

X, określającej położenie elementu powierzchni walca. Zmienna X jest określona jak w pracy [2]. Jak wynika z rys. 4 i 5 zastosowanie do wymiany ciepła przy kondensacji powierzchni walcowych–owalnych bądź eliptycznych stwarza możliwości intensyfikacji wymiany ciepła w porównaniu z walcem kołowym.

Praca wpłynęła do Redakcji w kwietniu 1974 r.

Literatura

[1] Nusselt W., *Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes.* Z. VDI, vol. 60, 1916.

[2] Hassan K., Jakob M., *Laminar Film Condensation of Pure Saturated Vapors on Inclined Circular Cylinder.* Trans. of ASME, vol. C, 1959.

[3] Madejski J., *Teoria wymiany ciepła,* PWN, Poznań 1963.

[4] Brajnin M. i in., *Gidrodinamika laminarnogo tieczenija tonkoj plenki żidkosti po nakłonnomu cylindru,* Izwiestija AN SSSR, Energietika i transport, 1967.

[5] Hobler T., *Ruch ciepła i wymienniki.*

Ламинарная конденсация пара на цилиндрической поверхности произвольно расположенной в пространстве

Резюме

В работе решается вопрос, связанный с теплообменом во время конденсации пара на цилиндрических поверхностях. Рассуждения ведутся при нуссельтовских предположениях.

Толщину ламинарного слоя конденсата для цилиндра, произвольно расположенного в пространстве, можно определить из уравнения (6). На этой основе вычислено среднее значение коэффициента теплоотдачи. Выведенное дифференциальное уравнение (6) является обобщением уравнения, полученного Гассаном в [2].

Сделан примерный расчет конденсации на цилиндрической поверхности овального поперечного сечения. Полученные величины коэффициента теплоотдачи при ламинарной конденсации внушают, что овальный цилиндр обеспечивает некоторую интенсификацию теплообмена по отношению к теплообмену на круговом цилиндре.

Из рис. 4 и 5 следует, что увеличение эффекта теплообмена на овальном цилиндре можно оценивать на 4 - 5%.

Laminar Vapour Condensation on an Arbitrarily Oriented Cylindrical Surface

Summary

A problem concerning the heat exchange during the condensation of vapour on cylindrical surfaces was solved with Nusselt assumptions adopted. The thickness of a laminar condensate layer for an arbitrarily oriented cylinder could be determined from the equation (6). This served as the basis for calculating the mean coefficient of the heat transfer. The differential equation (6) derived is a generalization of the equation obtained by Hassan [2].

The condensation on a cylindrical surface with oval cross-section was exemplified for calculations. The heat transfer coefficients obtained for the laminar condensation suggest that the heat transfer for an oval cylinder is to a certain degree more intensive than that for a circular one.

From Figures 4 and 5 it is evident that the gain in the heat transfer for a cylinder with oval cross-section is equal to 4 - 5 per cent, depending on the cylinder length.