

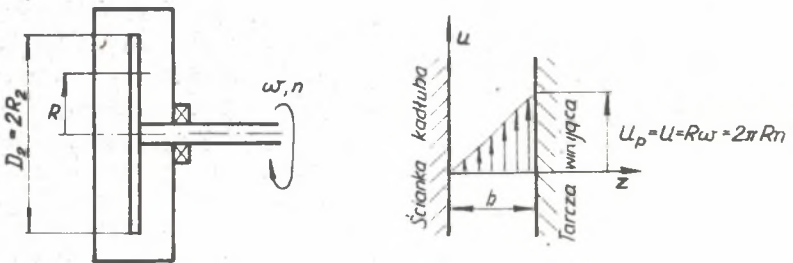
Janusz RYDLEWICZ

Instytut Maszyn Przepływowych
Politechnika ŁódzkaROZKŁAD CIŚNIENIA W OTOCZENIU TARCZY WIRUJĄCEJ
Z UWZGLĘDNIENIEM PRZEPŁYWU W TYM OTOCZENIU

Streszczenie: W pracy dokonano przeglądu metod wyznaczania ciśnienia na wybranym promieniu tarczy wirującej. Na ich tle przedstawiono wyniki obserwacji i badań IMP PL oraz równanie, uwzględniające wpływ przecieku dośrodkowego i składowej obwodowej prędkości dla zbadanego przypadku rozwiązania konstrukcyjnego.

Zagadnienie rozkładu ciśnienia w otoczeniu tarczy wirującej pojawia się przy opracowywaniu różnych zadań praktycznych, z których najważniejszymi są: wyznaczanie sił osiowych działających na wirnik, obliczanie strat brodenia (tarcia) tarcz wirujących, wyznaczanie wartości przecieków przez uszczelnienia szczelinowe wirnika itd.

W pierwszych opracowaniach Pfleiderer [2] i Stepanoff [5] posługiwano się modelem zjawisk, w którym płyn wypełniający zamknięty kadłub (rys. 1) porusza się pod działaniem tarczy wirującej po współosiowych torach kołowych z prędkością u_p .



Rys. 1. Uproszczony model zjawisk

Na promieniu R cząstki płynu przy ściance kadłuba są nieruchome, a przy tarczy wirującej mają prędkość tej tarczy. Przyjęcie liniowego rozkładu prędkości doprowadza do określenia średniej prędkości płynu na promieniu

 R

$$u_p(R) = \frac{1}{2} u(R) \quad \text{oraz} \quad \omega_p = \frac{1}{2} \omega \quad (1)$$

Równowaga promieniowa płynu wynika z równania sił powierzchniowych i masowych. Przyjmując ciśnienie p_2 na średnicy zewnętrznej $D_2 = 2R_2$ jako znane, ciśnienie na dowolnym promieniu $R < R_2$ można wyznaczyć z zależności

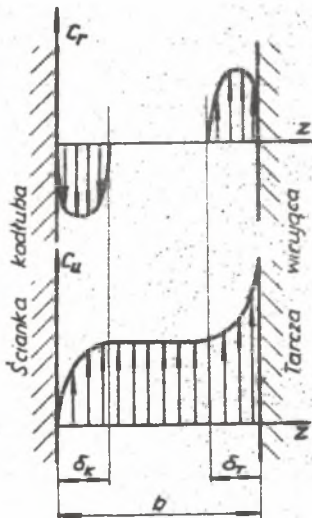
$$p_2 - p(R) = \frac{1}{2} \rho \omega_p^2 (R_2^2 - R^2) = \frac{1}{8} \omega^2 (R_2^2 - R^2) \quad (2)$$

Dla prędkości obwodowych zgodnych z równaniem (1) zależność ta przyjmuje postać:

$$p_2 - p(R) = \frac{1}{8} \rho [u_2^2 - u^2(R)] \quad (3)$$

Zależności te nie uwzględniają kształtów ścian tarczy wirującej i kadłuba a także ich odległości. Główne jednak wątpliwości dotyczą nadmiernie uproszczonego modelu pola prędkości.

Zdecydowany postęp w tym zakresie stanowią prace Schultza - Grunowa [4], opisujące ruch płynu równaniami Naviera - Stokesa. Przyjęty model



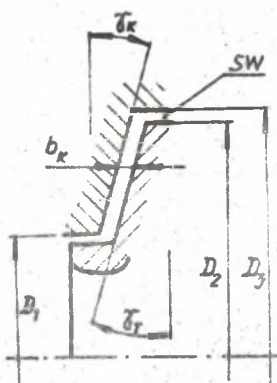
Rys. 2. Model profilu prędkości wg Schultza - Grunowa kształtów i wymiarów komory między ściankami kadłuba i tarczy wirującej.

Kolejny etap stanowią prace Altmanna [1] i bardzo obszerne badania Zillinga [7]. Zagadnienie rozpatrywano w zastosowaniu do kół wirnikowych promieniowych maszyn przepływowych, dla których charakterystyczne jest istnienie uszczelnień szczelinowych, związany z tym płaski lub stożkowy kształt komór (rys. 3), a także dośrodkowy lub odśrodkowy przepływ płynu,

przeprędkości płynu (rys. 2) dzieli przestrzeń pomiędzy trzy strefy: dwie warstwy przyściennne przy powierzchniach ścianek kadłuba i tarczy wirującej oraz strefę środkową. Profile prędkości w warstwach przyściennych zgodne są z równaniami potęgowymi Karmana o wykładniku równym 1/7. Dla strefy środkowej charakterystyczna jest wyrównana prędkość kątowa ruchu osłatek płynu po obwodzie wokół osi obrotu oraz brak przepływu w kierunku promieniowym. Tak więc w strefie środkowej płyn zachowuje się jak ciało stałe. Rozwiązanie zagadnienia dla przepływu turbulentnego dało zaskakujący wynik, bowiem prędkość kątowa płynu ma wartość:

$$\omega_p = \frac{1}{1,954} \omega \quad (4)$$

Praktycznie odpowiada to zależności (1). Nadal również rozwiązanie nie uwzględnia



Rys. 3. Schemat wymiarowy tarczy i obudowy

odpowiadający przeciekowi \dot{V}_L przez uszczelnienie. W badaniach teoretycznych i eksperymentalnych uwzględniona została szerokość b_k oraz kąty pochylenia ścian komory, stosunek średnic tarczy i uszczelnienia, a także szczelina SW między obrzeżem tarczy o średnicy $D_2 = 2R_2$ a obudową o średnicy $D_3 = 2R_3$. Dla poszczególnych przypadków uzyskano rozwiązania o postaci umożliwiającej przeprowadzenie łatwej analizy. Np.:

- dla przypadku bez przepływu dośrodkowego i małej szczeliny wierzchołkowej $D_3/D_2 \approx 1$ prędkość kątową płynu określa równanie

$$\omega_p = \omega \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\cos \gamma_T}{\cos \gamma_K} + 5 \frac{b_k}{R_2} \cos \gamma_T}} \quad (5)$$

- dla powierzchni płaskich $\gamma_T = \gamma_K = 0$ i większych szczelin wierzchołkowych ($R_3 > R_2$) równanie ma postać:

$$\omega_p = \omega \frac{1}{1 + \left(\frac{R_3}{R_2}\right)^2 \sqrt{\frac{R_3}{R_2} + 5 \frac{b_k}{R_2}}} \quad (6)$$

Przybliżona metoda Altmanna [1] pozwala na wyznaczenie prędkości kątowej płynu z uwzględnieniem przepływu promieniowego. Prędkość ta ma wartość stałą wzdłuż promienia - co nie jest zgodne z wynikami badań eksperymentalnych. Zmienność tę uwzględnia metoda Łomakina [7], w której uwzględniono momenty tarcia i impulsów oraz warunki napływu czynnika do przeszerzeni między kadłubem a tarczą. Przyjęto przy tym warunek początkowy przepływu dośrodkowego, którym jest profil prędkości wg rys. 2 i z którego wynika początkowa wartość prędkości kątowej płynu

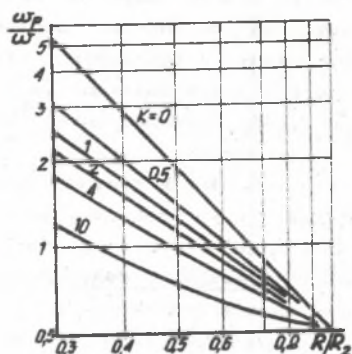
$$\omega_p(R_2) = \frac{1}{2} \omega \quad (7)$$

Wyniki obliczeń dla komór równoległotarcowych przedstawia wykres (rys. 4), na którym wartość przepływu dośrodkowego \dot{V}_L uwzględnia parametr K, odwrotnie proporcjonalny do tego przepływu

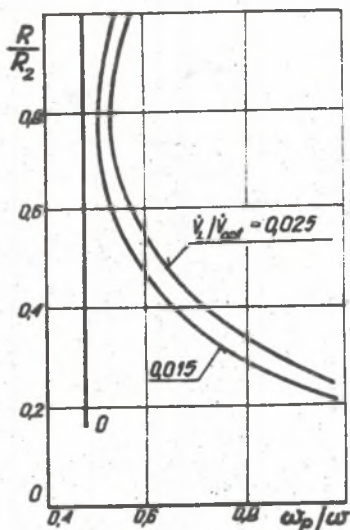
$$K = \frac{C}{\dot{V}_L} \quad (8)$$

Również dalsze rozważania Zillinga [7] wskazują kierunki uproszczeń, umożliwiających określenie z równowagi momentów prędkości kątowej płynu jako sumy:

$$\omega_p(R) = \omega_p(R_2) + \Delta \omega_p(\Delta R) \quad (9)$$



Rys. 4. Zmienność prędkości płynu wzdłuż promienia wg Lomakina



Rys. 5. Wyniki przykładowych obliczeń wg Zillinga

Wyniki przykładowych obliczeń dla komór równoległotarowych przedstawiono na wykresie (rys. 5). Dokonane przez Zillinga porównanie wyników obliczeń i badań wykazało dobrą zgodność przypadku bez przepływu. Porównanie dla przypadku z przepływem uniemożliwiły znaczne pulsacje wskazań.

W toku prac prowadzonych w IMP PL zgromadzono materiał badawczy, dotyczący omawianych zjawisk w pompach promieniowych. Zwrócono przy tym uwagę, że do komór bocznych wirnika napływa czynnik o określonej składowej obwodowej prędkości bezwzględnej c_{2u} - co w dotychczasowych pracach nie było praktycznie uwzględniane. Wpływ ten obrazują przykładowe wyniki badań (rys. 6) przeprowadzone z wariantem o danych:

$$\begin{aligned} D_2 &= 220 \text{ mm} & D_3/D_2 &= 1,03 & \tau_T = \tau_K &\approx 10^\circ \\ D_L &= 86 \text{ mm} & b_K/D_2 &= 0,02 \end{aligned}$$

Spadek ciśnienia wzdłuż promienia od R_2 do R_z przedstawiono w funkcji różnicy ciśnień między wlotem 0 a wylotem 2 z koła wirnikowego przy różnych wartościach składowej obwodowej c_{2u} .

Wyniki badań potwierdziły istnienie równoczesnego wpływu wartości przekroju dośrodkowego i składowej obwodowej c_{2u} na rozkład ciśnień wzdłuż promienia tarczy wirującej. Dotychczasowe prace nie dały wyników uogólnionych, pozwoliły natomiast na sformułowanie wzoru roboczego dla zbadanych przypadków w postaci:

$$\Delta p_{2-L} = (\Delta p_{2-L})_0 + f(\dot{V}_L, c_{2u}) \quad (10)$$

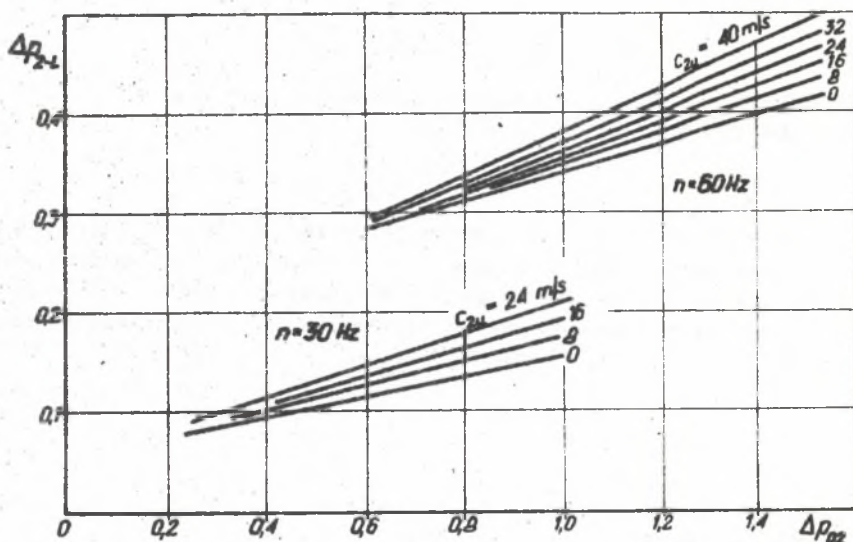
gdzie $(\Delta p_{2-L})_0$ odnosi się do przypadku klasycznego bez przepływu

dośrodkowego. Po rozwinięciu otrzymano równanie o postaci:

$$\Delta p_{2-L} = p_2 - p(R_L) = \frac{1}{2} \rho K_{\omega}^2 \omega^2 (R_2^2 - R_L^2) + K_{cu} \frac{u_2 + \sigma_{2u}}{u_2} \omega \frac{\dot{v}_L^2}{2\Lambda_L^2 \mu_L^2} \quad (11)$$

gdzie Λ_L , μ_L - powierzchnia i współczynnik przewodzenia przekroju uszczelnienia szczelinowego. W zbadanym przypadku wartości współczynników wyniosły:

$$K_{\omega} = \frac{\omega p}{\omega^2} = 0,62; \quad K_{cu} = 5,5 \cdot 10^{-4}; \quad \mu_L = 0,68$$



Rys. 6. Przykładowe wyniki badań IMP PL

Uzyskany wynik wskazuje na poprawność kierunku działania, równocześnie jednak do uzyskania szerszej stosowalności równania konieczne jest zebranie większej ilości danych doświadczalnych, umożliwiających również sformułowanie poprawnego modelu teoretycznego zjawiska.

Literatura

1. Altmann D.: Contribution to Calculating the Turbulent Flow in the Axial Gap Between Impeller and Casing of Centrifugal Pumps. Proceedings of IV. Conference on Fluid Flow Machinery, Budapest 1972.
2. Pfleiderer C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer Verlag, Berlin 1961.

- [3] Rydlewicz J. + zespół: Badanie współzależności strat przecieków i brodzenia tarcz kół wirnikowych pomp promieniowych. ZN PL Nr 389 s. Ciepłne Maszyny Przepływowe z. 89, Łódź 1981.
- [4] Schultz - Grunow G.: Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen. ZAMM 15, 1935.
- [5] Stepanoff A. I.: Radial - und Axialpumpen. Springer Verlag Berlin 1959.
- [6] Troskolański A. T., Łazarkiewicz S.: Pompy wirowe. WNT, Warszawa 1973.
- [7] Zilling H.: Untersuchung des Axialhubes und der strömungsrorgänge in den Radseitenräumen radialen Kreiselpumpe mit Leitrad Mitteilungen des Instituts für Strömungsmaschinen Universität Karlsruhe, Nr 15, Karlsruhe 1973.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ОКРУЖЕНИИ ВРАЩАЮЩЕГО ДИСКА
С ВЛИЯНИЕМ ПОТОКА

Р е з ю м е

В статье представлено осмотр системов определения давления на избранном радиусе вращающего диска. На основе этих системов представлено результаты наблюдения и исследования института а также уравнение которое учитывает влияние центробежного тела и обводящей составляющей скорости для наученного конструктиваого ремени.

PRESSURE DISTRIBUTION IN ZONE OF ROTATING DISC
WITH INFLUENCE OF FLOW

S u m m a r y

The review of methods of pressure determination on a choosen rotating disc vadins has been made in this paper. On this base the institute's results of observations and research ave presented. The equation in which the influence of centripetal leakage and circumferential velocity component for tested design was taken into account are also presented.