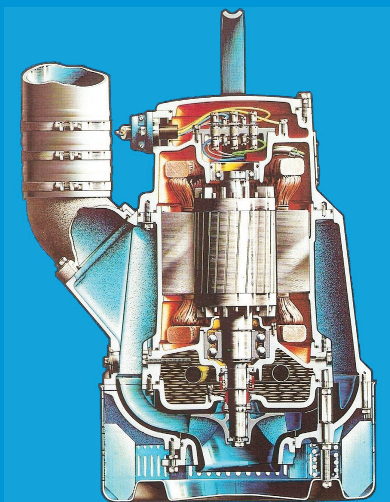
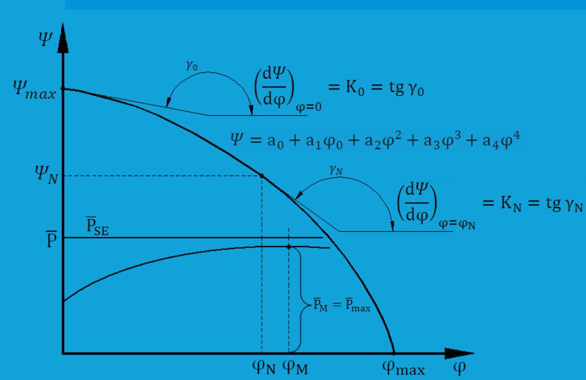
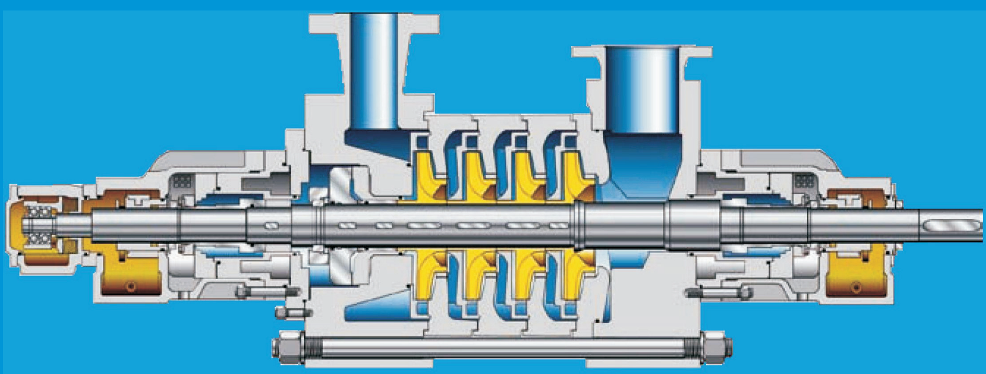
ANDRZEJ BŁASZCZYK

POMPY
SPEŁNIAJĄCE SPECJALNE WYMAGANIA RUCHOWE







Łódź 2011

ANDRZEJ BŁASZCZYK

POMPY
SPEŁNIAJĄCE SPECJALNE WYMAGANIA RUCHOWE

Monografie Politechniki Łódzkiej

Łódź 2011

Recenzenci: **prof. dr hab. inż. Waldemar Jędral, PW**
dr hab. inż. Andrzej Korczak, prof. PŚl

Projekt okładki: **Jowita Błaszczyk**

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ
90-924 Łódź, ul. Wólczańska 223
tel/fax 42 684-07-93
e-mail: zamowienia@info.p.lodz.pl
www.wydawnictwa.p.lodz.pl

ISBN 978-83-7283-403-4

Nakład 100 egz. Ark druk. 20,0. Papier offset. 80 g 70 x 100
Druk ukończono w czerwcu 2011 r.
Wykonano w Drukarni Quick-Druk, 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11
Nr 1964

SPIS TREŚCI

WYKAZ RYSUNKÓW

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A - pole powierzchni kanału hydraulicznego (przepływowego)
b - szerokość kanału
$\bar{b}$ - bezwymiarowa szerokość kanału
B - wyróżnik kształtu wirnika
c - prędkość w ruchu bezwzględnym
$\bar{c}$ - bezwymiarowa prędkość w ruchu bezwzględnym cieczy
d^{ij} - tensor deformacji
D - średnica, funkcja dyssypacji
e - energia właściwa (jednostkowa)
g - przyspieszenie ziemskie
H - wysokość podnoszenia
i - liczba stopni pompy, kąt natarcia cieczy na łopatkę
k - współczynnik metody Kuczewskiego
K - współczynnik, wartość pochodnej funkcji, wartość krętu
$\bar{K}$ - bezwymiarowa wartość krętu (momentu ilości ruchu)
l - długość
m - masa
n - prędkość obrotowa
n' - częstość obrotów
n_q - kinematyczny wyróżnik szybkobieżności
Q - strumień objętości (wydajność)
P - moc
$\bar{P}$ - bezwymiarowy wskaźnik mocy
R - promień
$\bar{R}$ - bezwymiarowa wartość promienia
s - grubość łopatki
u - prędkość unoszenia
w - prędkość w ruchu względnym
v^i - kontrwariantna składowa prędkości
x^i - współrzędne układu hydraulicznego
z - liczba łopatek
α - kąt między wektorem prędkości c i u
α^* - kąt konstrukcyjny łopatki kierownicy łopatkowej
β - kąt między wektorami prędkości u i w cieczy
β^* - kąt konstrukcyjny łopatki wirnika

Δ - przyrost (przed symbolem wartości)

φ - bezwymiarowy wskaźnik wydajności

φ_2 - wyróżnik wydajności wirnika, bezwymiarowy wskaźnik przepływu przez wirnik

γ - kąt nachylenia stycznej do charakterystyki, kąt nachylenia ścianki

η - sprawność

λ - współczynnik tarcia

μ - współczynnik zmniejszenia przekroju hydraulicznego (przepływowego) przez łopatki, współczynnik poślizgu, lepkość

θ - kątowa współrzędna biegunowa

ρ - gęstość cieczy

τ - wypełnienie palisady łopatek

ω - prędkość kątowa

ζ - współczynnik strat hydraulicznych

ϑ - kąt odchylenia strugi od kierunku łopatki na spływie z palisady

ϑ_2 - kąt odchylenia strugi od kierunku łopatki na wylocie z wirnika

$\bar{c}$, $\bar{u}$, $\bar{w}$ - bezwymiarowy wskaźnik prędkości c , u , w

τ - wypełnienie (gęstość palisady łopatek)

τ^{ij} - tensor naprężeń

τ_c - bezwymiarowy wskaźnik składowej średniej prędkości obwodowej

ψ - bezwymiarowy wyróżnik: ciśnienia, wysokości podnoszenia, pracy właściwej pompy, pracy jednostkowej pompy, współczynnik w poprawce Pfleiderera, bezwymiarowy wskaźnik strat hydraulicznych

ψ_u - bezwymiarowy wyróżnik: ciśnienia, teoretycznej wysokości podnoszenia, pracy właściwej (jednostkowej) wirnika, bezwymiarowy wskaźnik napędu, bezwymiarowy wskaźnik spiętrzenia równoważnego energii przekazanej cieczy

INDEKSY

e - efektywny (użyteczny)

h - hydrauliczny

m - merydionalny, mechaniczny

M - punkt maksymalnego poboru mocy

max - maksymalny

min - minimalny

N	- nominalny
u	- obwodowy, teoretyczny
UM	- uszczelnienie międzystopniowe
UP	- uszczelnienie przednie
UT	- uszczelnienie tylne
oo	- otwory odciążające
v	- objętościowy
0	- wlot do wirnika
1	- wlot do wieńca łopatkowego wirnika
2	- wylot z wirnika
3	- wlot do kierownicy łopatkowej
4	- wylot z kierownicy
5	- wylot z płaszcza wodnego

PRZEDMOWA

Problem dostosowania pomp do warunków eksploatacyjnych oraz problem ich sprawności ma szczególne znaczenie ze względu na szerokie i różnorodne zastosowanie tego typu maszyn, a w rezultacie duże zaangażowanie energii wykorzystywanej do ich napędu.

Tematem monografii są pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe, czyli pompy przeznaczone do współpracy z instalacją (układem pompowym) o zmiennej charakterystyce oporu hydraulicznego przy tej samej charakterystyce przepływu pompy.

Warunki ruchowe pracy mogą dotyczyć realizacji przez pompę:

- nieprzeciążalnej charakterystyki poboru mocy przy jednoczesnym zagwarantowaniu żądanych współrzędnych punktów granicznych charakterystyki przepływu $H(Q)$, tzn. $H_{\max}$ dla $Q = 0$ i $Q_{\max}$ dla $H = 0$,
- żądanego kształtu charakterystyki przepływu $H(Q)$,
- jednocześnie, żądanego kształtu charakterystyki przepływu $H(Q)$ i nieprzeciążalnej charakterystyki poboru mocy $P(Q)$.

W przeciwieństwie do szeroko omówionych w literaturze pomp przeznaczonych do współpracy z instalacją w punkcie nominalnym, metody konstruowania pomp współpracujących z instalacją o dowolnej charakterystyce nie doczekały się spójnych opracowań. Nieliczne cząstkowe prace dotyczące tych metod konstruowania pomp uwzględnione zostały w monografii.

W kolejnych rozdziałach omówiono:

- warunki pracy tych pomp,
- doświadczalne i numeryczne badania struktury przepływu w ich kanałach hydraulicznych,
- stoiska do pomiaru parametrów bilansowych i lokalnych (prędkości i ciśnień),
- opracowane dotychczas metody projektowania.

Monografia stanowi podsumowanie wieloletnich prac wykonywanych w Zakładzie Maszyn Wodnych i Mechaniki Płynów Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej pod kierunkiem autora, dotyczących wymienionej problematyki. Prace te mogły być realizowane dzięki poparciu finansowemu Komitetu Badań Naukowych w ramach projektów badawczych własnych [7, 8, 9, 11, 44, 59, 60] wykonywanych w Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej. Wykorzystane zostały również rezultaty wieloletniej współpracy naukowo-badawczej z krajowymi producentami pomp.

Szczególnie gorące podziękowania składam opiniodawcom tej monografii: prof. dr. hab. inż. Waldemarowi Jędralowi oraz dr. hab. inż. Andrzejowi Korczakowi, prof. PŚl za trud włożony w opracowanie recenzji monografii.

Wyrazy podziękowania kieruję pod adresem pracowników Zakładu Maszyn Wodnych i Mechaniki Płynów w osobach: dr. inż. Stefana Najdeckiego, dr. inż. Adama Papierskiego, dr. inż. Jerzego Staniszewskiego.

Chciałbym podziękować moim doktorantom w osobach: mgr. inż. Radosława Kunickiego oraz mgr. inż. Mariusza Susika za wkład pracy wniesiony w opracowanie strony technicznej monografii.

1. WSTĘP

Pompa jest to maszyna, w której następuje przekazanie energii od wału silnika napędowego do przepływającej przez nią cieczy. Dla przekazania energii pompa wyposażona jest w element ruchomy o ruchu obrotowym (wirnik) lub posuwisto-zwrotnym (tłok, membrana, nurnik itp.). Pozostałe urządzenia nieruchome układu hydraulicznego służą do zamiany energii cieczy przepływającej przez pompę, np. z kinetycznej na potencjalną.

Podstawowymi parametrami pomp są:

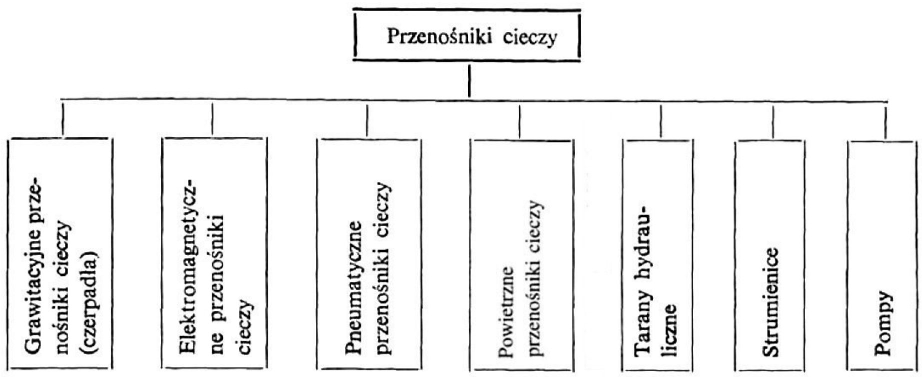
- wydajność Q mierzona zwykle w $\left[\frac{m^3}{h}\right]$, $\left[\frac{m^3}{s}\right]$, $\left[\frac{dm^3}{min}\right]$,
- przyrost ciśnienia Δp $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ pomiędzy króćcem ssawnym i tłocznym lub wysokość podnoszenia $H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$ $[m]$ odpowiadająca przyrostowi ciśnienia,
- prędkość obrotowa pompy n mierzona zwykle w $\left[\frac{obr}{min}\right]$,
- pobór mocy przez pompę P $[kW]$ mierzony na wale pompy,
- sprawność pompy, którą określa wzór:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P} \tag{1.1}$$

gdzie: ρ - gęstość cieczy przepływającego przez pompę.

Podział przenośników cieczy przedstawiono na rys. 1.1 [65].

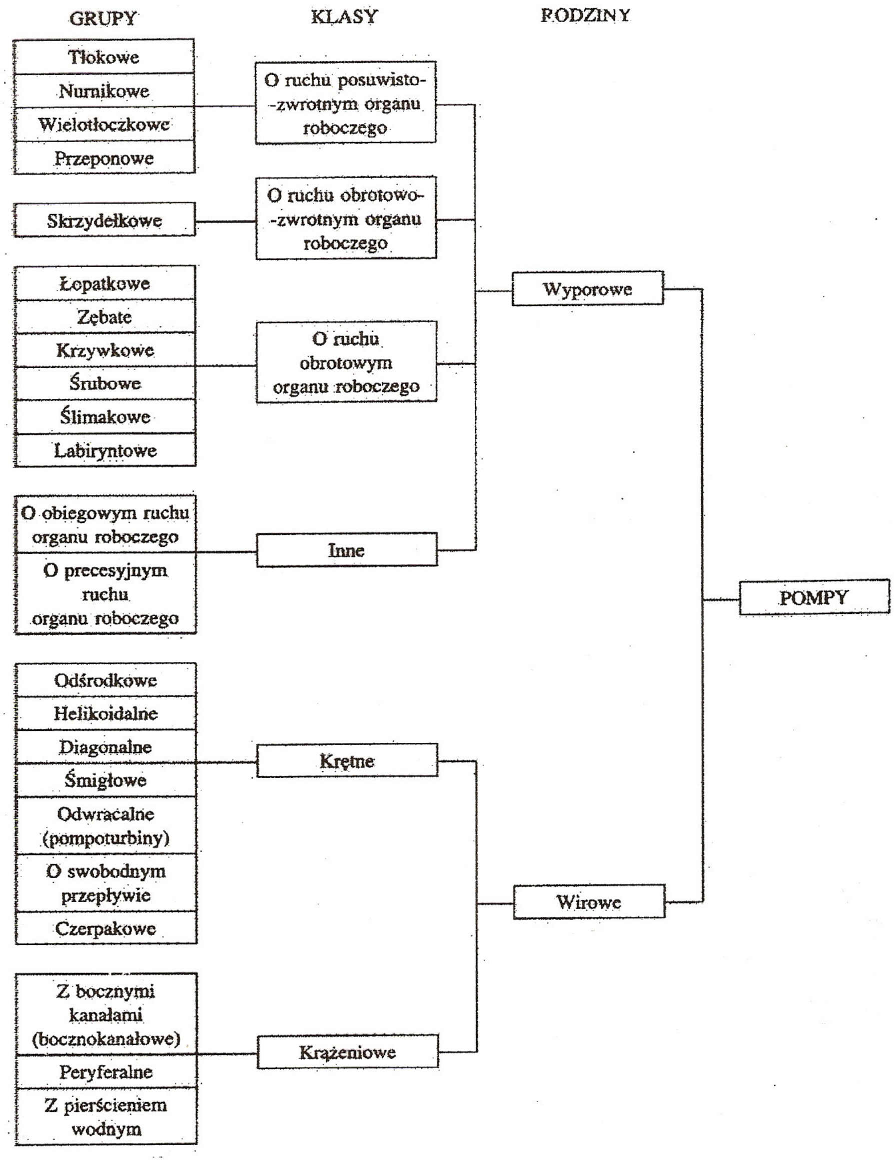
Pompy są jedną z grup maszyn i urządzeń wśród przenośników cieczy.



Rys. 1.1. Podział przenośników cieczy [65]

Zadaniem przenośników jest transport cieczy oraz mieszanin cieczy z tak zwanego zbiornika dolnego (zamkniętego lub otwartego) do górnego (zamkniętego lub otwartego). Ze względu na różne poziomy energetyczne zbiornika dolnego i górnego ilości transportowanej cieczy, przenośniki charakteryzują się dużą różnorodnością sposobów działania i rozwiązań konstrukcyjnych układów hydraulicznych.

Podział pomp przedstawiono w normie [50] dotyczącej przenośników cieczy (rys. 1.2).



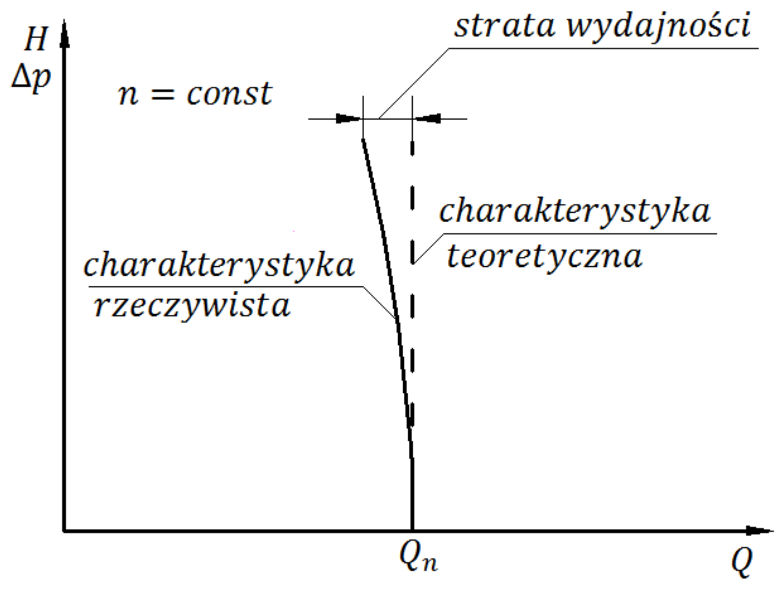
Rys. 1.2. Podział pomp na rodziny i grupy [50, 65]

Pompy wirowe należą do jednych z najbardziej rozpowszechnionych maszyn. Pod względem liczby wytwarzanych maszyn pompy znajdują się na drugim miejscu po silnikach elektrycznych. Ocenia się, że pomp wirowych jest około 10 razy więcej niż pomp wyporowych.

Różnica w działaniu pomp wyporowych i wirowych polega na innym charakterze przepływu przez ich układy hydrauliczne. W większości pomp wyporowych, często nazywanych objętościowymi, wyróżnić można podobne cykle pracy jak w silniku spalinowym:

- suw ssawny, w trakcie którego następuje napełnianie cieczą komory roboczej (np. cylindra),
- po napełnieniu komory zawór ssawny zamyka się przy zamkniętym zaworze tłocznym; ciecz znajdująca się w komorze odcięta jest wówczas od króćca ssawnego i tłocznego,
- przemieszczający się organ roboczy (np. tłok, nurnik) powoduje wzrost ciśnienia, zamknięcie zaworu ssawnego i otworzenie zaworu tłocznego, przez który usuwana jest ciecz z komory.

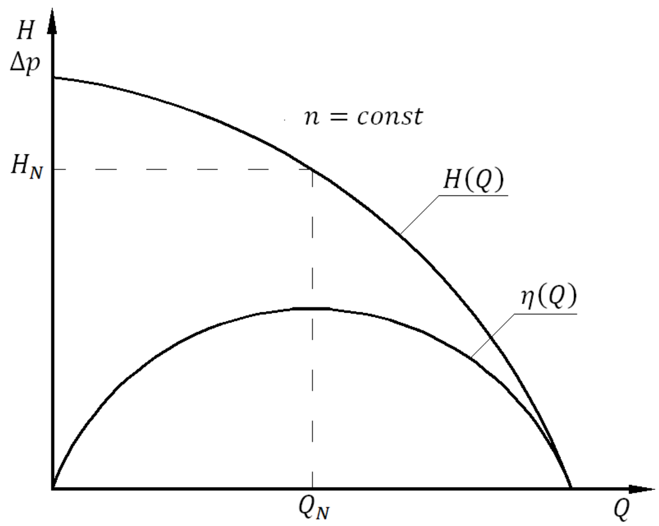
Charakterystyczną cechą przepływu w tych pompach są pulsacje wydajności i ciśnień w pompie i układzie pompowym. Charakter przepływu przez pompy wyporowe decyduje również o kształcie charakterystyki przepływowej (rys. 1.3).



Rys. 1.3. Charakterystyka przepływu $H(Q)$ pompy wyporowej

Z rys. 1.3 łatwo zauważyć, że przy stałej prędkości obrotowej wydajność pompy prawie nie ulega zmianie. Z tego względu pompy te nie są zaliczane do pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe, których główną cechą jest praca w szerokim zakresie zmian wydajności przy stałych obrotach wału napędowego. Warunek ten spełniają pompy wirowe nazywane też przepływowymi.

Pompy te w odróżnieniu od wyporowych charakteryzują się ciągłym przepływem w układzie hydraulicznym oraz kształtem charakterystyki przepływu pokazanym na rys. 1.4. Parametry H i Q odpowiadające maksymalnej sprawności η_N nazywane są nominalnymi i zostały oznaczone przez H_N i Q_N.



Rys. 1.4. Charakterystyka przepływu pompy wirowej

Parametry punktu nominalnego, równego z założenia punktowi optymalnemu, w którym $\eta = \eta_{\max}$, służą miedzy innymi do określania tzw. kinematycznego wyróżnika szybkobieżności opisanego wzorem:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}} \tag{1.2}$$

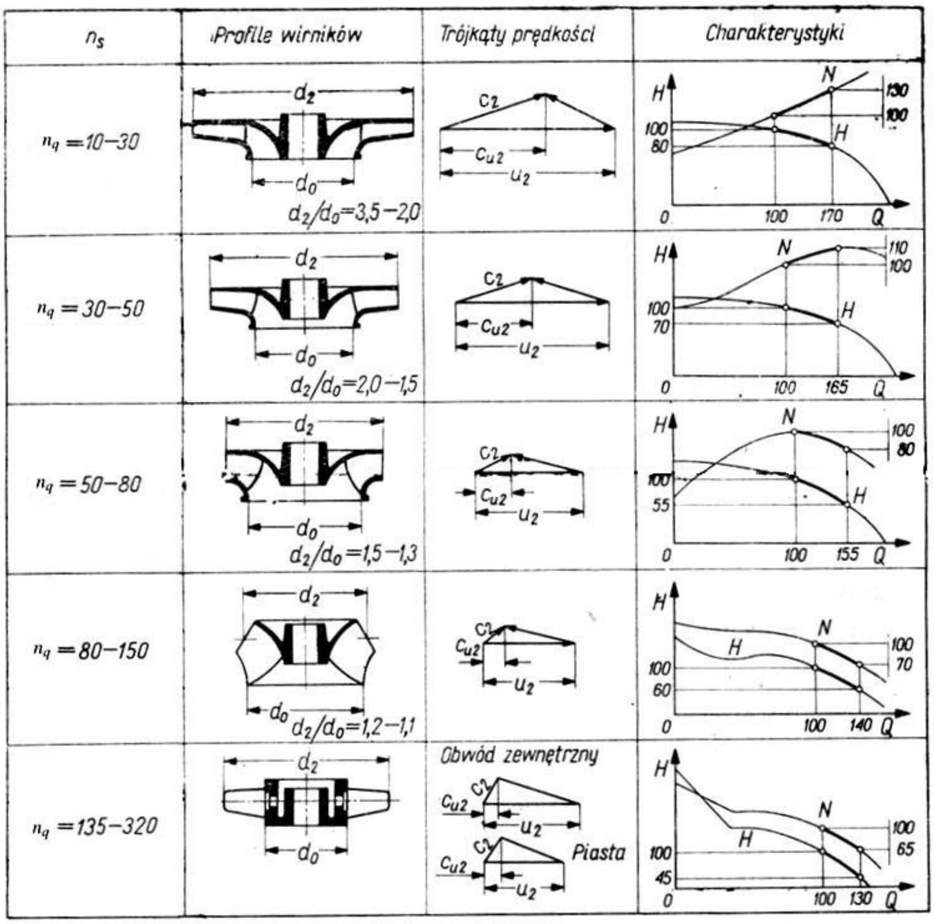
gdzie: n - prędkość obrotowa zespołu wirującego $\left[\frac{obr}{min}\right]$,

Q_N - wydajność nominalna $\left[\frac{m^3}{s}\right]$,

H_N - nominalna wysokość podnoszenia $[m]$.

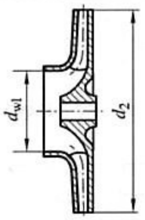
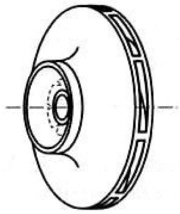
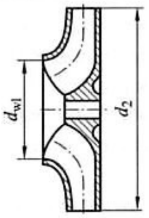
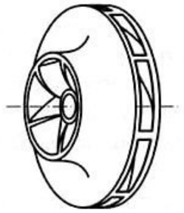
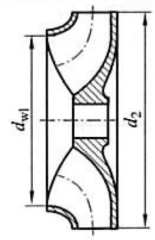
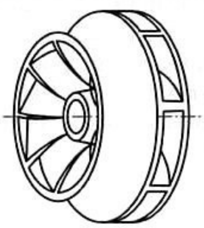
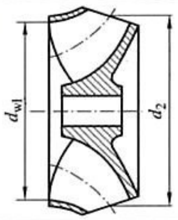
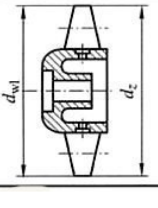
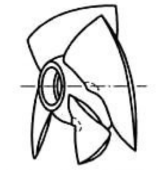
Pompy wyporowe posiadają wyróżniki szybkobieżności poniżej 5. Pompy wirowe charakteryzują się wyróżnikiem szybkobieżności od około 5 (pompy krążeniowe) i od 10 (wolnobieżne pompy odśrodkowe) do $n_q > 330$ (szybkobieżne pompy osiowe).

Wraz z wyróżnikiem szybkobieżności zmienia się kształt wirników i charakterystyki (rys. 1.5 i 1.6).



Rys. 1.5. Profile jednostrumieniowych wirników pomp wirowych [39]

Według [27] 20-30% wytwarzanej w poszczególnych krajach energii elektrycznej zużywane jest do napędu pomp. Należy przy tym również wspomnieć o innych silnikach napędowych pomp, takich jak turbiny parowe, spalinowe, powietrzne, silniki spalinowe i hydrauliczne, których udział w mocach napędowych pomp jest mniejszy, ale też znaczący.

Wyróżnik		Przekrój	Widok	Rodzaje pomp
Wirnik odśrodkowy o pojedynczej krzywiźnie łopatek				
n_q d_2/d_{wl}	5 ÷ 20 (30) 3,5 ÷ 2			Pompy odśrodkowe jedno- i wielostopniowe do dużych wysokości podnoszenia, np. wysokociśnieniowe pompy zasilające $n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \left(= n_{sQ}\right)$, gdzie n, obr/min, Q, m^3/s, H, m
Wirnik odśrodkowy o przestrzennej krzywiźnie łopatek				
n_q d_2/d_{wl}	20 ÷ 50 2 ÷ 1,5			Pompy odśrodkowe jednostopniowe z jedno- i dwustronnym wlotem (wirniki dwustrumieniowe), pompy wielostopniowe (na większe wysokości podnoszenia), [4] maszyny odwracalne promieniowe $n_q = \frac{n}{60} \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$, gdzie n, H – jak wyżej, Q, m^3/h
Wirnik helikoidalny zamknięty				
n_q d_2/d_{wl}	50 ÷ 80 1,5 ÷ 1,3			Pompy odśrodkowe jednostopniowe z jedno- i dwustronnym wlotem (wirniki dwustrumieniowe), na niewielkie wysokości podnoszenia i duże wydajności, [4] maszyny odwracalne helikoidalne
Wirnik helikoidalny lub diagonalny, a przy większych wartościach wyróżnika szybkobieżności n_q – otwarty				
n_q d_2/d_{wl}	80 ÷ 150 1,2 ÷ 1,1			Pompy helikoidalne jak wyżej, pompy diagonalne jedno- i kilkustopniowe przeważnie pionowe, maszyny odwracalne o łopatkach nastawialnych (Dériaza)
Wirnik śmigłowy				
n_q d_z/d_{wl}	135 ÷ 600 1			Pompy śmigłowe jednostopniowe (wyjątkowo dwu- lub trzystopniowe) przeważnie pionowe na bardzo duże wydajności i małe wysokości podnoszenia, maszyny odwracalne śmigłowe (Kaplana)

Rys. 1.6. Kształty wirników w zależności od wartości wyróżnika szybkobieżności [27, 39]

W związku z tym należy dążyć do tego, aby koszty eksploatacji pomp były w danych warunkach jak najmniejsze. Oznacza to, że maszyny te powinny się cechować:

- dużą trwałością i niezawodnością działania,
- odpowiednim przebiegiem charakterystyk przepływu $H(Q)$, poboru mocy $P(Q)$,
- możliwie największą sprawnością całkowitą $\eta(Q)$ oraz minimalną z możliwych rozporządzalną nadwyżką antykawitacyjną $NPSHr(Q)$.

Podstawową zaletą pomp wirowych jest zdolność do samoczynnego przystosowywania się do zmiennych warunków pracy.

Problem dostosowania charakterystyk pomp do warunków eksploatacyjnych jest szczególnie istotny w przypadku stosowania do ich napędu silników elektrycznych o nieregulowanych obrotach.

Różnorodność zastosowania wymaga od pomp pracy w różnych warunkach, co z kolei wymusza zmiany zarówno ich parametrów hydraulicznych, energetycznych, jak i konstrukcyjnych.

Wyróżnia się dwa podstawowe rodzaje ich zastosowań:

- współpraca pomp z instalacją o stałych parametrach pracy charakteryzujących się nominalną wysokością podnoszenia H_N i nominalną wydajnością Q_N,
- współpraca pomp z dowolną instalacją charakteryzującą się zmiennymi parametrami pracy H i Q.

Tematyka monografii dotyczy pomp przeznaczonych do współpracy z układami pompowymi w szerokim zakresie zmian wydajności. Pompy te powinny realizować żądane kształty charakterystyki przepływu $H(Q)$ lub posiadać nieprzeciążalną charakterystykę poboru mocy. W szczególnych przypadkach powinny jednocześnie realizować żądany kształt charakterystyki przepływowej oraz nieprzeciążalną charakterystykę poboru mocy. Wymagania te mogą dotyczyć pomp jedno- lub wielostopniowych pomp.

W monografii omówione zostały metody opracowane w Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej:

- projektowania pomp promieniowych o nieprzeciążalnych charakterystykach poboru mocy [13],
- projektowania pomp promieniowych o żądanym kształcie charakterystyki przepływowej [62],
- projektowania pomp, spełniających specjalne wymagania eksploatacyjno-ruchowe z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych [12],
- projektowania stopni odśrodkowych pomp wielostopniowych o żądanej charakterystyce przepływu [59].

Wspólną cechą wymienionych metod jest to, że danymi wejściowymi do obliczeń są przebiegi charakterystyk przepływu $H(Q)$ i poboru mocy przez pompę $P(Q)$.

2. WSPÓŁPRACA POMPY Z UKŁADEM POMPOWYM[1]

2.1. Charakterystyki pomp wirowych

Zachowanie się pomp w różnych warunkach pracy jest opisane za pomocą zespołu krzywych (przy odpowiednich osiach współrzędnych), które określają wzajemną współzależność pomiędzy tzw. parametrami stanu ruchu. Spośród nich zasadniczą rolę pełnią krzywe określające charakterystykę przepływu $H(Q)$, charakterystykę poboru mocy na wale $P(Q)$ oraz charakterystykę sprawności całkowitej $\eta(Q)$, odnoszące się do stałych obrotów pompy $n = const$ (rys. 2.1).

Charakterystyki te mogą być przedstawione we współrzędnych wymiarowych i bezwymiarowych. Związki między parametrami wymiarowymi oraz bezwymiarowymi opisują poniższe zależności:

- ψ - bezwymiarowy wskaźnik wysokości podnoszenia H, przyrostu ciśnienia Δp lub energii właściwej Y

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2} = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot u_2^2} = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2} = \frac{2g \cdot H}{(\pi \cdot D_2 \cdot n')^2} = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot n')^2} = \frac{2 \cdot Y}{(\pi \cdot D_2 \cdot n')^2} \tag{2.1}$$

- φ - bezwymiarowy wskaźnik wydajności Q

$$\varphi = \frac{Q}{A_2 \cdot u_2} = \frac{Q}{\pi^2 \cdot D_2^3 \cdot \overline{b}_2 \cdot n'} \tag{2.2}$$

- $\overline{P}$ - bezwymiarowy wskaźnik mocy P

$$\overline{P} = \frac{P}{\frac{\rho}{2} \cdot A_2 \cdot u_2^3} = \frac{P}{\frac{\rho}{2} \cdot \pi^4 \cdot D_2^5 \cdot \overline{b}_2 \cdot n'^3} \tag{2.3}$$

gdzie: u_2 - prędkość obwodowa na średnicy zewnętrznej wirnika,

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n' \tag{2.4}$$

gdzie: D_2 - średnica zewnętrzna wirnika,
n' - częstość obrotów wirnika,
A_2 - powierzchnia przekroju wylotowego z wirnika,

---

[1] Spotyka się określenia: instalacja pompowa, rurociąg. Do układu pompowego jest też niekiedy zaliczana pompa.

$$A_2 = \pi \cdot D_2^2 \cdot \overline{b}_2 \tag{2.5}$$

- $\overline{b}_2$ - względna szerokość wylotu z wirnika w przekroju merydionalnym,

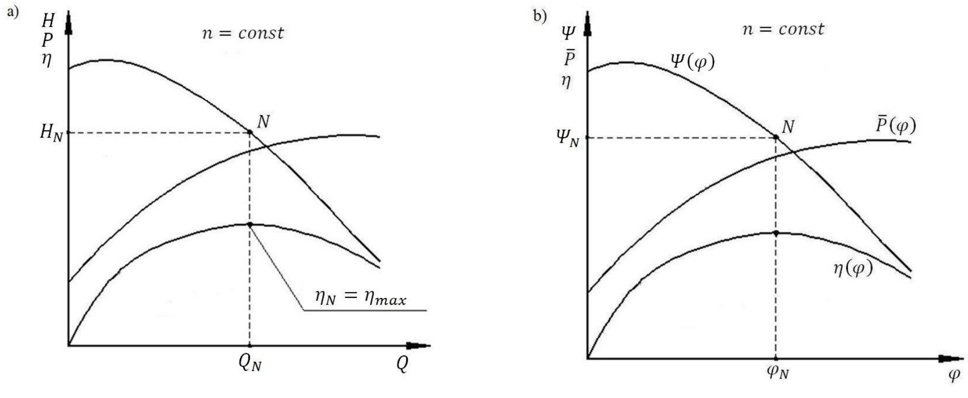
$$\overline{b}_2 = \frac{b_2 \cdot \mu_2}{D_2} \tag{2.6}$$

- μ_2 - współczynnik związany z przesłonięciem przekroju wylotowego wirnika przez łopatki,

$$\mu_2 = 1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2^*} \tag{2.7}$$

gdzie: z - liczba łopatek wirnika,
s_2 - wylotowa grubość łopatki,

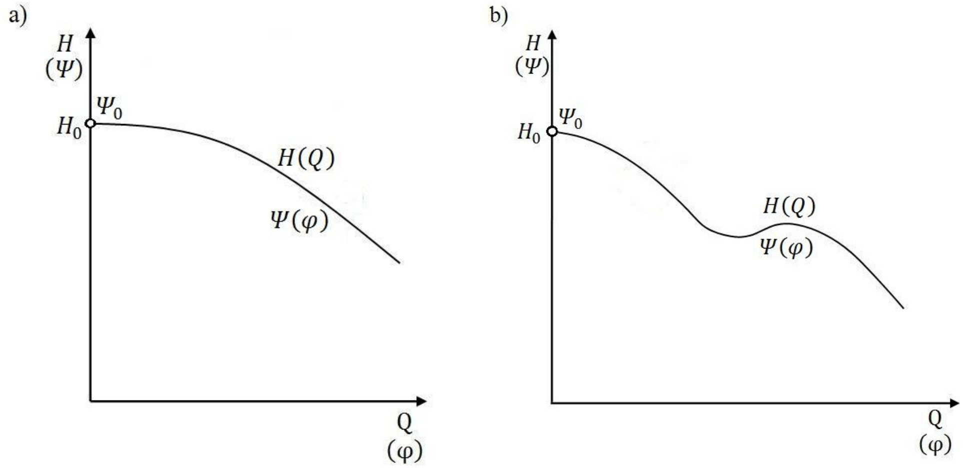
Na rys. 2.1 przedstawione zostały podstawowe charakterystyki przepływowo-energetyczne tej samej pompy wirowej w układzie wymiarowym i bezwymiarowym.



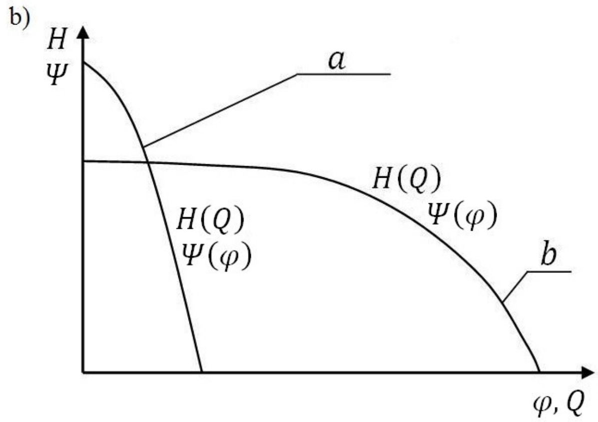
Rys. 2.1. Charakterystyki odśrodkowej pompy wirowej w układzie: a) wymiarowym, b) bezwymiarowym

Rzeczywiste charakterystyki pomp wyznacza się głównie na podstawie pomiarów gotowych maszyn lub ich prototypów. W ostatnich latach, w związku z rozwojem nowoczesnych metod obliczeń [8, 11, 22, 46, 59, 68] coraz częściej wyznacza się charakterystyki (przepływu, poboru mocy przez pompę) na etapie projektowania pomp.

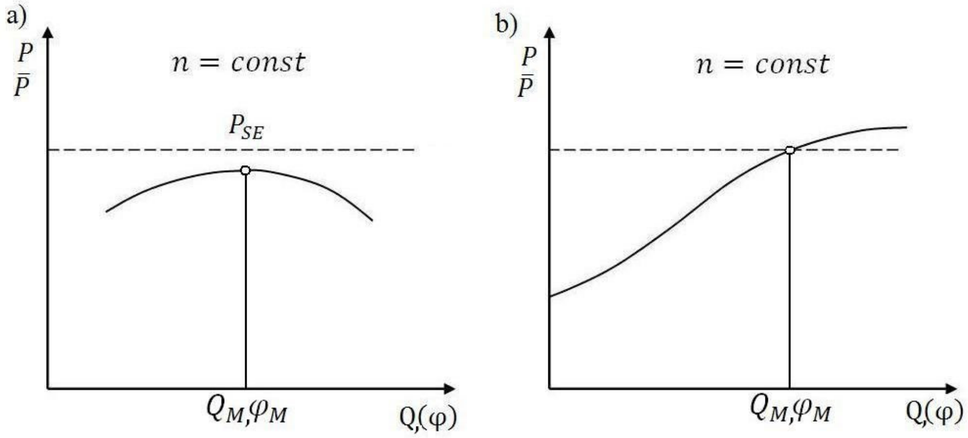
Charakterystyki przepływu można podzielić w zależności od ich kształtu wyrażającego ważne własności pomp. Charakterystyka przepływu $H(Q)$ może być stateczna lub niestateczna (rys. 2.2), stroma lub płaska (rys. 2.3). Charakterystyka poboru mocy może być przeciążalna lub nieprzeciążalna (rys. 2.4).



Rys. 2.2. Charakterystyka przepływu:a) stateczna, b) niestateczna [25, 27]



Rys. 2.3. Charakterystyka przepływu pompy: a) stroma, b) płaska



Rys. 2.4. Kształty charakterystyk poboru mocy przez pompę:
a) nieprzeciążalna, b) przeciążalna [25, 27]

Na rys. 2.4 zostały również naniesione poziomy mocy elektrycznych silników napędowych pomp oraz wydajności pomp Q_M , φ_M dla maksymalnego poboru mocy.

2.2. Charakterystyka oporu hydraulicznego układu pompowego

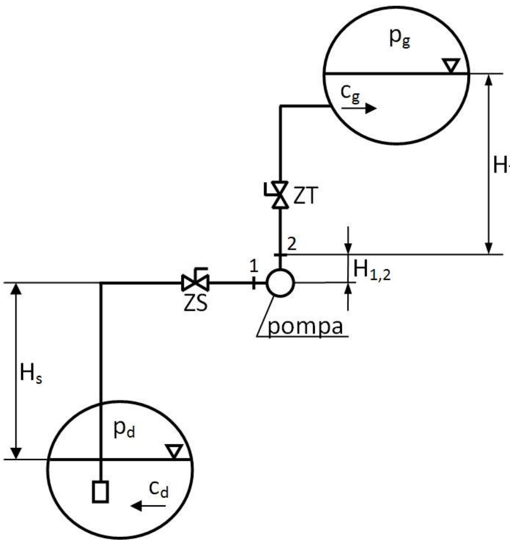
Układ pompowy jest to zespół elementów, tworzących połączenie źródła cieczy z odbiornikiem – z uwzględnieniem potrzebnych zmian kierunku przepływu, parametrów stanu cieczy oraz ich pomiaru i regulacji.

Do układu pompowego nie zalicza się pompy, stanowiącej źródło energii dostarczanej cieczy [54].

Podstawowe elementy układu pompowego to:

- zbiornik dolny i górny,
- odcinki proste rurociągu,
- łuki i kolana rurowe,
- kierownice i prostownice,
- zwężki pomiarowe, przepływomierze,
- siatki, filtry, kosze ssawne,
- zasuwy, zawory, przepustnice,
- kształtki rurowe zmieniające wielkość lub kształt przekroju przepływowego.

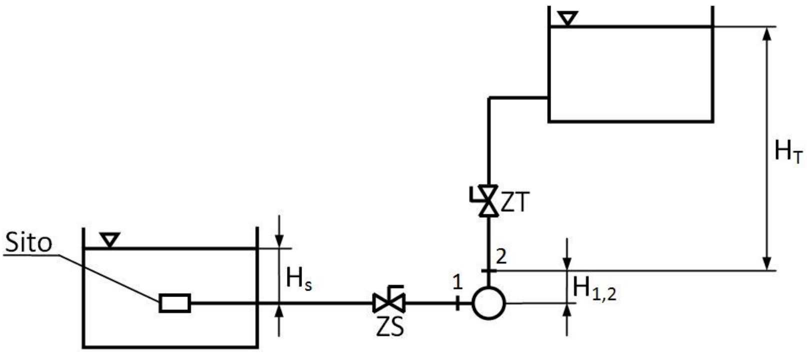
Schemat układu pompowego, na którym zaznaczono jego parametry geometryczne, dynamiczne i kinematyczne przedstawiono na rys. 2.5.



Rys. 2.5. Schemat układu pompowego ssawno-tłoczącego[2]

Parametrami geometrycznymi są:

- <u>geometryczna wysokość ssania układu pompowego.</u> H_S jest to odległość środkowego punktu przekroju wlotowego króćca ssawnego pompy od zwierciadła cieczy w zbiorniku dolnym. W przypadku układu z napływem (rys. 2.6) H_S przyjmuje wartość ujemną w równaniu charakterystyki oporu hydraulicznego układu pompowego,



Rys. 2.6. Schemat układu pompowego z napływem

[2] W klasycznych pozycjach literatury [25, 28, 39] są stosowane oznaczenia wysokości H_{zs}, H_{zt}, H_{zn} (w przypadku napływu) zamiast H_s, H_T.

- <u>geometryczna wysokość tłoczenia układu pompowego.</u> H_T jest to odległość środka króćca tłocznego pompy od lustra cieczy w zbiorniku górnym (lub środka przekroju wypływu swobodnego z rurociągu tłocznego),
- $H_{1,2}$ jest <u>różnicą poziomów</u> położenia środka przekroju wlotu do króćca ssawnego i środka przekroju wylotowego z króćca tłocznego pompy,
- <u>geometryczna wysokość podnoszenia układu pompowego</u> H_g jest sumą geometrycznej wysokości ssania i tłoczenia oraz różnicy poziomu położenia środków przekrojów króćców tłocznego i ssawnego pompy.

$$H_g = H_T + H_S + H_{1,2} \tag{2.8}$$

W przypadku układu pompowego z napływem (rys. 2.6) zależność (2.8) przyjmuje postać:

$$H_g = H_T - H_S + H_{1,2} \tag{2.9}$$

H_g można również zapisać jako różnicę położenia luster cieczy w zbiorniku górnym i dolnym.

Pozostałe parametry geometryczne układu pompowego stanowią:

- długości rurociągów prostoosiowych i ich średnice,
- wymiary charakterystyczne (konstrukcyjne) łuków, kolan, kształtek rurowych zmieniających wielkość lub kształt przekroju przepływowego oraz elementów specjalnych (zasuw, zaworów, przepustnic, zwężek pomiarowych itp.).

Parametry statyczne:

- geometryczna wysokość podnoszenia H_g,
- ciśnienie p_d w zbiorniku dolnym oraz ciśnienie p_g w zbiorniku górnym są to ciśnienia gazu nad lustrem cieczy. Dla zbiorników otwartych lub wypływu swobodnego do przestrzeni otwartej ciśnienia te są równe ciśnieniu otoczenia, np. ciśnieniu atmosferycznemu (barometrycznemu),

Parametry dynamiczne:

- ciśnienie p_s - średnie ciśnienie w króćcu ssawnym,
- ciśnienie p_t - średnie ciśnienie w króćcu tłocznym.

Parametry kinematyczne układu pompowego:

- c_d, c_g są to średnie prędkości przepływu cieczy w zbiorniku odpowiednio dolnym i górnym. Dla układów zawierających zbiorniki o dużej pojemności przyjmuje się, że prędkości te wynoszą zero. W takich przypadkach również ich napełnianie lub opróżnianie odbywa się w takim tempie, że prędkości te –

w tym przypadku prędkości podwyższania lub obniżania poziomu lustra cieczy – można praktycznie pominąć. W przypadku swobodnego wypływu cieczy z rurociągu lub dopływu (odpływu) cieczy do układu pompowego korytem, kanałem itp. należy uwzględniać prędkości:

$$c_d > 0 \quad c_g > 0 \tag{2.10}$$

- c_s, c_t są to średnie prędkości przepływu cieczy w przekrojach wlotowym króćca ssawnego i wylotowym króćca tłocznego pompy, często odpowiadają one prędkości przepływu cieczy w rurociągach układu pompowego po stronie ssania i tłoczenia. W przypadku zróżnicowania średnic rurociągów, prędkości przepływu cieczy w poszczególnych odcinkach mogą być różne.

Głównymi parametrami pracy pompy i układu pompowego są:

- wydajność Q. W przypadku, w którym układ pompowy pobiera ciecz z jednego źródła i dostarcza do jednego odbiory, to w każdym miejscu układu jest ta sama wydajność, którą określa zależność (2.11):

$$Q = A \cdot c \tag{2.11}$$

gdzie: A - pole przekroju kanału przepływowego,
c - średnia prędkość przepływu w kanale.

- przyrost ciśnienia w pompie Δp_p. Pompa, przetłaczając ciecz przez układ pompowy o wydajności Q musi pokonać:
  1. różnicę ciśnień panujących w zbiorniku górnym i dolnym:

$$\Delta p = p_g - p_d \tag{2.12}$$

  2. ciśnienie wynikające z różnicy poziomów luster cieczy w zbiorniku górnym i dolnym:

$$\Delta p_{zb} = \rho g H_g \tag{2.13}$$

  3. różnicę ciśnień dynamicznych związanych z prędkościami cieczy c_d, c_g w zbiorniku odpowiednio dolnym i górnym:

$$\Delta p = (p_d)_g - (p_d)_d \tag{2.14}$$

gdzie:

$$(p_d)_g = \frac{\rho c_g^2}{2} \tag{2.15}$$

$$\left(p_d\right)_d = \frac{\rho c_d^2}{2} \tag{2.16}$$

4. straty hydrauliczne, czyli ciśnienia związane z przepływem cieczy lepkiej w układzie pompowym Δp_{str}.

W związku z powyższym wymagany przyrost ciśnienia w pompie Δp_p określa zależność:

$$\Delta p_p = \Delta p + \Delta p_{zb} + \Delta p_d + \Delta p_{str} \tag{2.17}$$

Ponieważ ciśnienie zależy od gęstości transportowanej cieczy ρ, to bardziej uniwersalnym parametrem jest wysokość odpowiadająca temu ciśnieniu:

$$\frac{\Delta p_p}{\rho g} = H_{up} = \frac{p_g - p_d}{\rho g} + \frac{\rho g H_g}{\rho g} + \frac{c_g^2 - c_d^2}{2g} + \frac{\Delta p_{str}}{\rho g} \tag{2.18}$$

Uwzględniając związki (2.8) lub (2.9) oraz (2.14), (2.15) w równaniu (2.18), otrzymuje się zależność:

$$H_{up} = \frac{p_g - p_d}{\rho g} + H_T \pm H_S + H_{12} + \frac{\left(c_g^2 - c_d^2\right)}{2g} + H_{str} \tag{2.19}$$

Najczęściej:

$$c_g = c_d = 0 \tag{2.20}$$

równanie (2.19) przyjmuje wówczas postać:

$$H_{up} = \frac{p_g - p_d}{\rho g} + H_T \pm H_S + H_{12} + H_{str} \tag{2.21}$$

Oznaczając sumę czterech pierwszych składników w równaniu (2.21) przez K_1, można zapisać:

$$H_{up} = K_1 + H_{str} \tag{2.22}$$

gdzie:

$$K_1 = \frac{p_g - p_d}{\rho g} + H_T \pm H_S + H_{12} \tag{2.23}$$

Zależność (2.23) jest nazywana statyczną wysokością podnoszenia układu pompowego. Dla danego układu w warunkach ustabilizowanej pracy jest to wielkość stała niezależna od wydajności pompy.

Wysokość straty przepływu H_{str}, zwana często wysokością oporu hydraulicznego, związana jest z lepkością cieczy transportowanej w układzie pompowym.

Całkowita wysokość strat jest sumą strat zachodzących wewnątrz płynącej cieczy oraz strat spowodowanych tarciem cieczy o ścianki rurociągu prostoosiowego i strat miejscowych wywołanych tzw. elementami specjalnymi (kolana, zawory, dyfuzory, gwałtowne zwiększenie i zmniejszenie przekroju przepływowego, trójniki, kosz ssawny, zwężki miernicze, wodomierze itp.):

$$H_{str} = H_{rp} + H_{spec} \tag{2.24}$$

gdzie: H_{rp} - wysokość strat w rurociągu prostoosiowym,

H_{spec} - wysokość strat w elementach specjalnych.

Według Darcy'ego wysokość strat przepływu w prostoosiowym przewodzie o przekroju kołowym można określić z zależności:

$$H_{rp} = k\frac{c^2}{2g} = \lambda\frac{l}{d}\frac{c^2}{2g} \tag{2.25}$$

gdzie: λ - bezwymiarowy współczynnik oporu tarcia zależny od liczby Reynoldsa Re i chropowatości względnej przewodu,

l - suma długość kanałów prostoosiowych układu pompowego $[m]$,

d - średnica kanału przepływowego $[m]$,

c - średnia prędkość przepływu $\left[\frac{m}{s}\right]$,

g - przyspieszenie ziemskie $\left[\frac{m}{s^2}\right]$.

Na odciętej (rys. 2.7) oznaczone są wartości liczby Reynoldsa Re.

Liczba Reynoldsa Re jest zwykle definiowana zależnością:

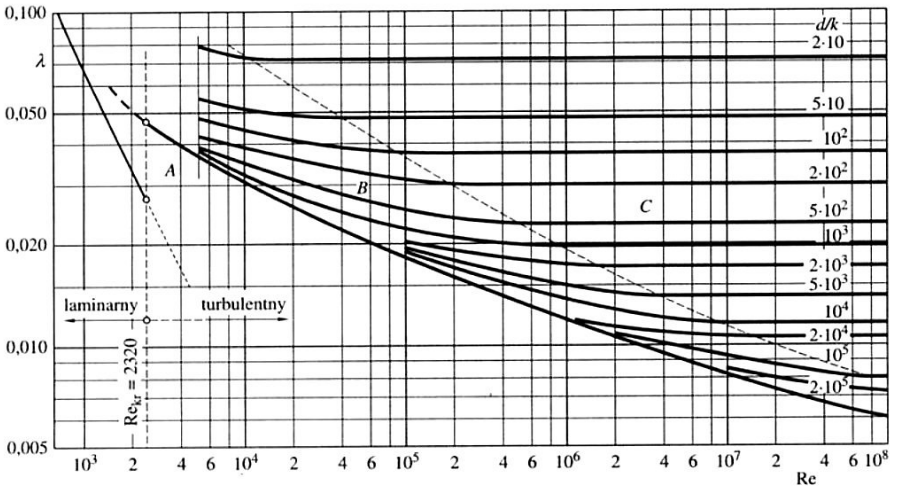
$$Re = \frac{cD_h}{\nu} \tag{2.26}$$

gdzie: c - prędkość cieczy w kanale przepływowym,

D_h - średnica hydrauliczna kanału przepływowego,

ν - lepkość kinematyczna.

Najczęściej do określenia λ wykorzystuje się wykres L. Moodego (rys. 2.7).



Rys. 2.7. Współczynnik strat λ w rurze kołowej wg L. Mood'ego dla chropowatości naturalnych [54]

Wysokość strat w elementach specjalnych określa się na podstawie następującej formuły:

$$H_{spec} = \xi \frac{c^2}{2g} \tag{2.27}$$

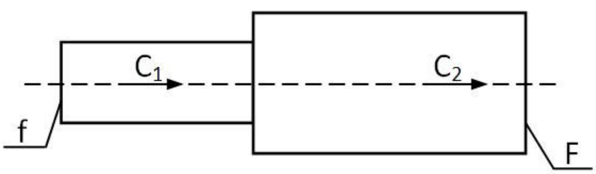
gdzie: ξ - bezwymiarowy współczynnik oporu hydraulicznego elementu specjalnego będący funkcją rodzaju elementu.

Wartości bezwymiarowych współczynników ξ podawane są w poradnikach i normach przedmiotowych.

Przykład zmian wartości współczynnika bezwymiarowego ξ dla gwałtownego zwiększenia przekroju (rys. 2.8) podano w tabeli T-1.

Tabela T-1

f/F	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ	1	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01	0



Rys. 2.8. Gwałtowana zmiana przekrojów rurociągu układu pompowego

W nawiązaniu do rys. 2.8 wzór na wysokość straty miejscowej przyjmuje postać:

$$H_{spec} = \xi \frac{c_1^2}{2g} \tag{2.28}$$

Uwzględniając we wzorze (2.24) zależności (2.25) oraz (2.27) dla „n” elementów specjalnych, zależność na całkowitą wysokość strat przepływu w układzie pompowym przyjmuje postać:

$$H_{str} = \lambda \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g} + \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \frac{c_i^2}{2g} \tag{2.29}$$

gdzie: n - liczba elementów specjalnych,
i - numer elementu specjalnego.

Podstawiając do równania (2.22) zależność (2.29), otrzymuje się wzór:

$$H_{up} = K_1 + \lambda \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g} + \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \frac{c_i^2}{2g} \tag{2.30}$$

uwzględniając we wzorze (2.30) zależności:

$$c = \frac{Q}{A} \tag{2.31}$$

$$c_i = \frac{Q}{A_i} \tag{2.32}$$

wzór (2.30) przyjmuje postać:

$$H_{up} = K_1 + \left(\lambda \frac{l}{2dA^2 g} + \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \frac{1}{2gA_i^2} \right) Q^2 . \tag{2.33}$$

Dla zrealizowanego układu pompowego zależność zawarta w nawiasie równania (2.33) jest wielkością stałą:

$$K_2 = \lambda \frac{l}{2dA^2 g} + \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \frac{1}{2gA_i^2} \tag{2.34}$$

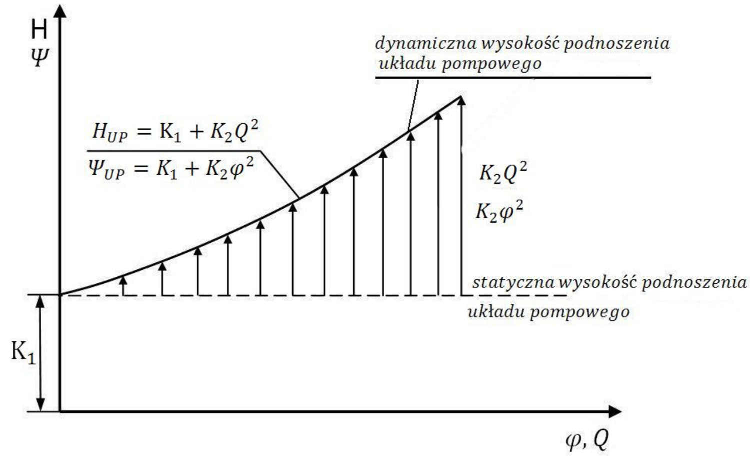
Ponieważ w praktyce występują najczęściej przepływy turbulentne, w przypadku których współczynniki oporu hydraulicznego prawie nie zależą od liczby Reynoldsa (rys. 2.7), można z niewielkim błędem przyjąć, że krzywa opisana równaniem (2.33) będzie miała kształt paraboli.

W związku z powyższym postać ogólna równania charakterystyki oporu hydraulicznego układu pompowego wyrazi się wzorem:

$$H_{up} = K_1 + K_2 Q^2 \tag{2.35}$$

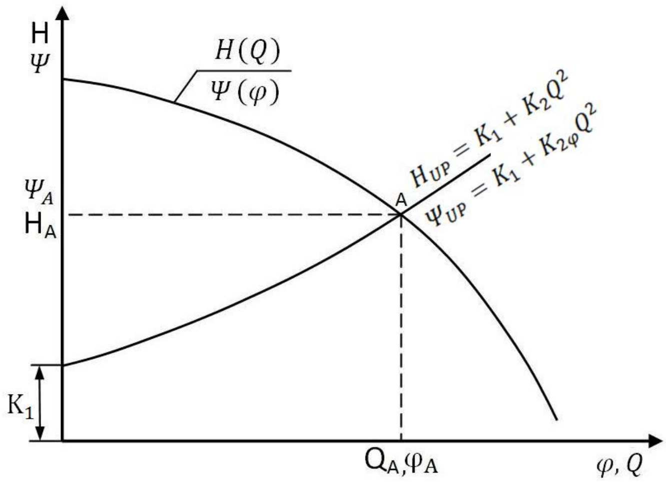
Zależność $K_2 Q^2$ nazywa się dynamiczną charakterystyką układu pompowego.

Charakterystykę oporu hydraulicznego w układzie wymiarowym i bezwymiarowym przedstawiono na rys. 2.9.



Rys. 2.9. Charakterystyka oporu hydraulicznego układu pompowego

Punkt współpracy pompy z układem pompowym leży na przecięciu charakterystyki pompy z charakterystyką układu pompowego (rys. 2.10).



Rys. 2.10. Współpraca pompy z układem pompowym

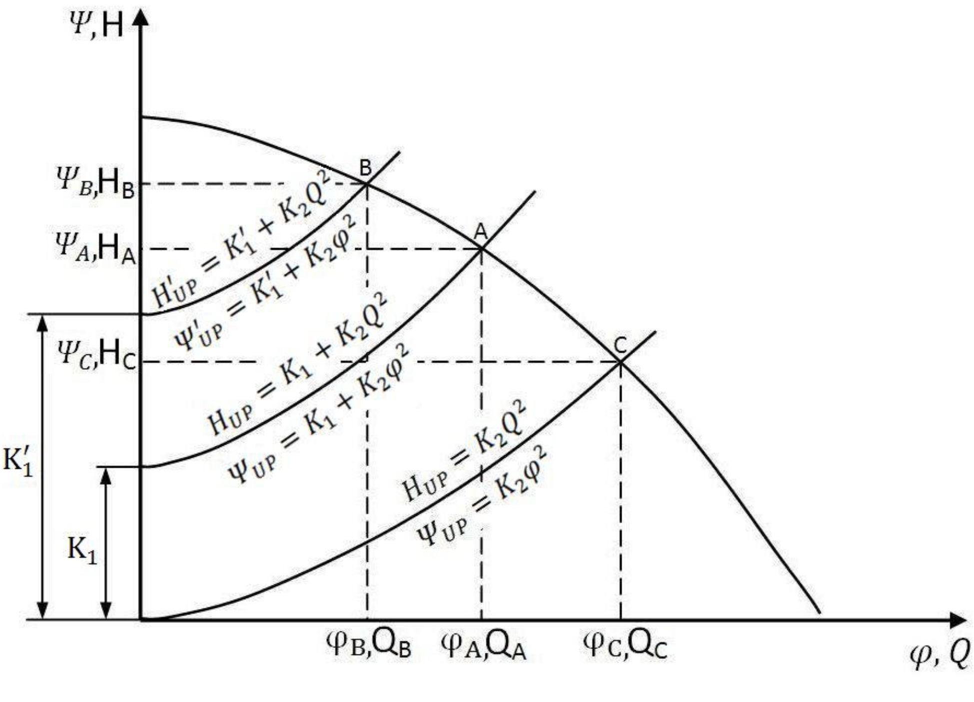
Zmiana położenia punktu współpracy pompy z układem pompowym przy niezmienionej charakterystyce przepływu pompy $H(Q)$ może być spowodowana:

- zmianą statycznej charakterystyki podnoszenia układu układu pompowego - K_1,
- zmianą dynamicznej charakterystyki oporu hydraulicznego układu pompowego - K_2Q^2.

Zmiana statycznej wysokości podnoszenia może być wywołana:

- zmianami poziomów cieczy w zbiorniku górnym i/lub dolnym (w przypadku zbiorników otwartych),
- zmianami ciśnień w zbiornikach górnym i/lub dolnym odpowiednio p_g, p_d.

Zmianę położenia charakterystyki oporu hydraulicznego układu pompowego spowodowaną zmianą statycznej wysokości podnoszenia układu przedstawiono na rys. 2.11.



Rys. 2.11. Zmiana położenia punktu pracy wskutek zmiany statycznej wysokości podnoszenia układu pompowego

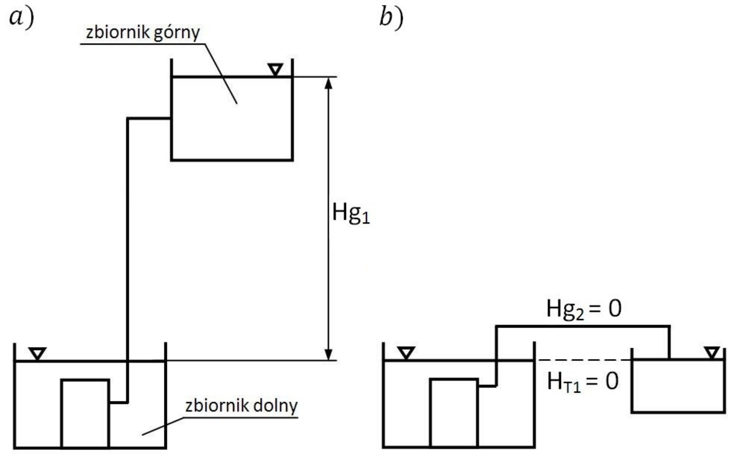
Przykładem zmian geometrycznych wysokości podnoszenia mogą być układy pompowe przenośnych pomp zainstalowanych pod powierzchnią cieczy, nazywanych zatapialnymi. W przypadku tych układów pompowych najczęściej nie występuje rurociąg ssawny, a tylko rurociąg tłoczny, który jest elementem elastycznym pozbawionym urządzeń dławiących.

Najczęściej stosowanym rozwiązaniem przenośnych pomp zatapialnych są konstrukcje monoblokowe jednostopniowe.

Monoblokowe pompy jednostopniowe napędzane silnikiem elektrycznym stanowią liczną grupę maszyn przystosowanych do pracy w różnych warunkach zainstalowania. Nazywane są one często przenośnymi, mimo iż znaczna ich liczba waży powyżej kilkuset kilogramów. Praca tych pomp charakteryzuje się szerokim zakresem zmian wydajności. To z kolei wymaga stosowania:

- elastycznego rurociągu tłocznego podłączanego do krócica tłocznego pompy z reguły bez zaworów regulacyjnych,
- do napędu pomp silników elektrycznych o nieregulowanych prędkościach obrotowych,
- w przypadku pomp przewidywanych do pracy w zanurzeniu wymagane są hermetyczne elektryczne silniki napędowe oddzielone komorami olejowymi od części cieczowej.

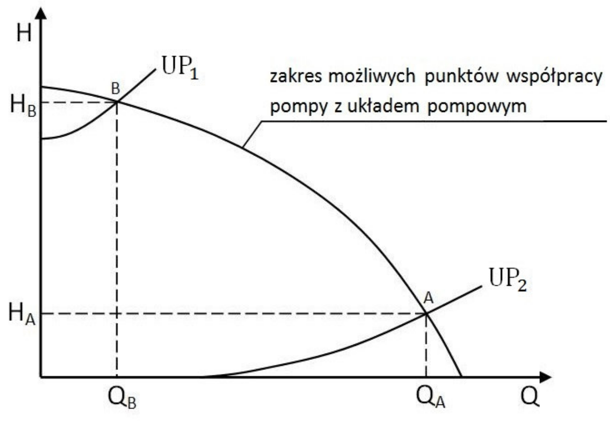
Graficzną ilustrację granicznych przypadków pracy tych pomp przedstawiono na rys. 2.12.



Rys. 2.12. Schemat granicznych wariantów współpracy pompy z różnymi układami pompowymi

W przypadku a (rys. 2.12) wymagana wysokość podnoszenia pompy związana będzie głównie z różnicą położenia zwierciadeł cieczy w zbiorniku dolnym i górnym UP1. W przypadku b (rys. 2.12) wymagana wysokość podnoszenia pompy związana jest z stratami hydraulicznymi przepływu UP2.

Na rys. 2.13 przedstawione zostały punkty współpracy pompy z układami pompowymi UP1 i UP2.



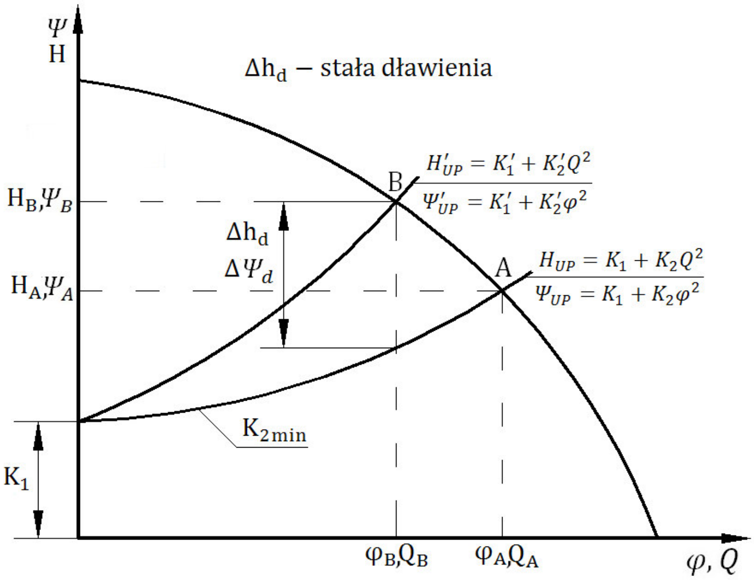
Rys. 2.13. Współpraca pompy z układami pompowymi o zróżnicowanych charakterystykach oporu hydraulicznego

Wymagania dotyczące parametrów przepływowo-energetycznych pomp przenośnych oraz metody projektowania zostały omówione w kolejnych rozdziałach.

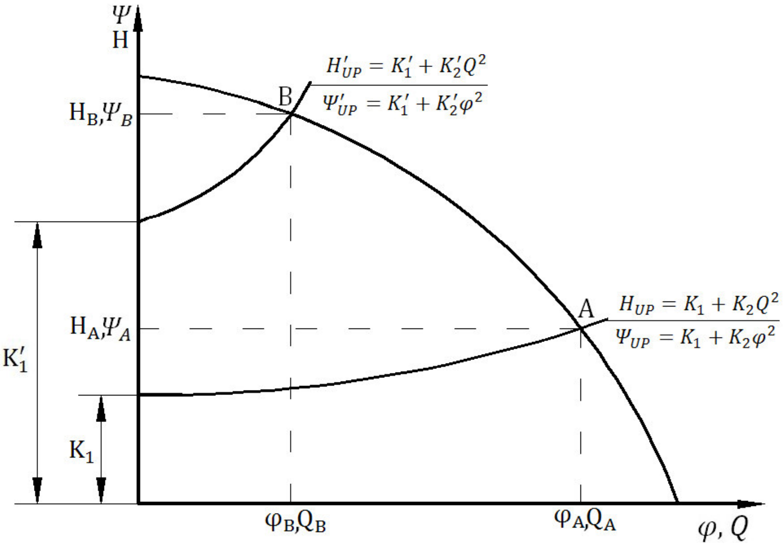
Zmiana dynamicznej charakterystyki oporu hydraulicznego układu pompowego (rys. 2.14) w trakcie jego eksploatacji może być spowodowana:

- dławieniem przepływu w rurociągu tłocznym. Jeżeli w układzie pompowym zainstalowany jest element nastawny (przepustnica, zawór, zasuwa), to istnieje możliwość zmiany jego współczynnika strat od ξ_{zmim} dla całkowitego otwarcia do $\xi_{z\max}$ dla granicznego zwężenia przekroju przepływowego. Całkowite zamknięcie zaworu powoduje wzrost współczynnika strat do wartości $\xi_{z\max} = +\infty$. W związku z tym, że współczynnik strat zaworu ξ_z jest składnikiem współczynnika strat całego układu pompowego, przymknięcie zaworu i wzrost jego współczynnika strat powoduje wzrost współczynnika strat całego układu, to jest wzrost stromości charakterystyki oporu hydraulicznego,
- osadzaniem się kamienia na ściankach rurociągu, co powoduje wzrost współczynnika λ wskutek wzrostu chropowatości ścian oraz zmniejszenie się pola przekroju kanału hydraulicznego „d ”.

Łatwo zauważyć (rys. 2.14), że zdławienie przepływu oraz zwiększenie chropowatości rurociągu, jak i zmniejszenie średnicy powodują zwiększenie stromości charakterystyki dynamicznej oporu hydraulicznego układu pompowego. W rzeczywistych układach pompowych może zachodzić jednocześnie zmiana charakterystyki statycznej i dynamicznej układu pompowego (rys. 2.15).



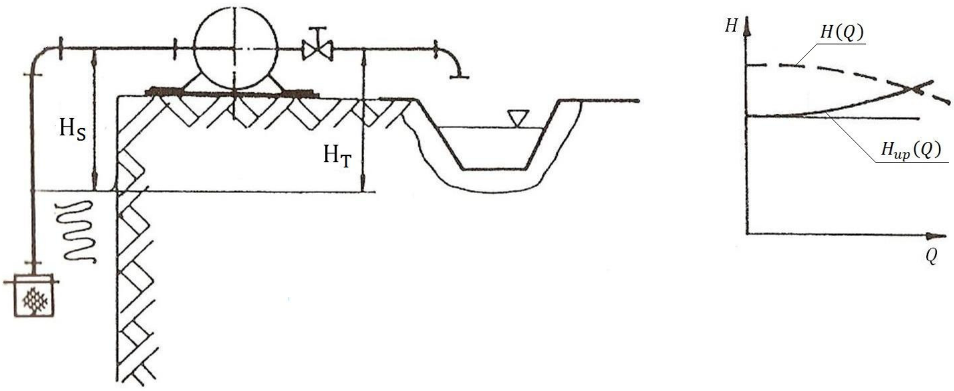
Rys. 2.14. Zmiana położenia punktu pracy pompy wskutek zmiany dynamicznej charakterystyki układu pompowego



Rys. 2.15. Zmiana położenia punktu pracy pompy wskutek jednoczesnej zmiany statycznej i dynamicznej charakterystyki oporu hydraulicznego układu pompowego

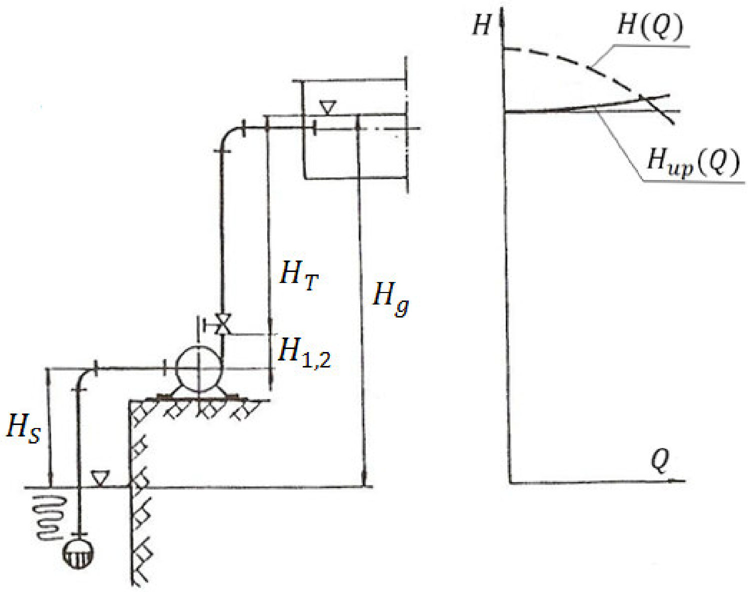
W grupie pomp zainstalowanych na stałych fundamentach wyróżnia się następujące układy pompowe:

- ssawne, w których pompa zainstalowana jest ponad zwierciadłem zasysanej cieczy ze zbiornika dolnego (rys. 2.16),



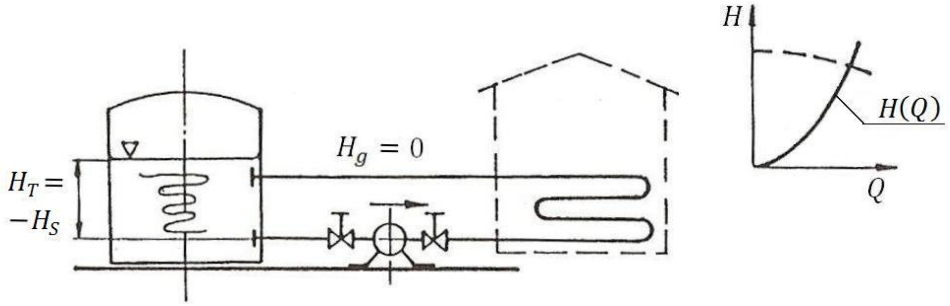
Rys. 2.16. Układ pompowy ssawny [32]

- tłoczące (z napływem), w których pompa znajduje się na poziomie poniżej lustra cieczy w zbiorniku dolnym i tłoczy ciecz na wymaganą wysokość do zbiornika górnego (rys. 2.6),
- ssawno-tłoczące, w których pompa zainstalowana jest nad lustrem zasysanej cieczy z umownie nazywanego zbiornika dolnego i tłoczy ciecz na wymaganą wysokość do zbiornika górnego (rys. 2.17),



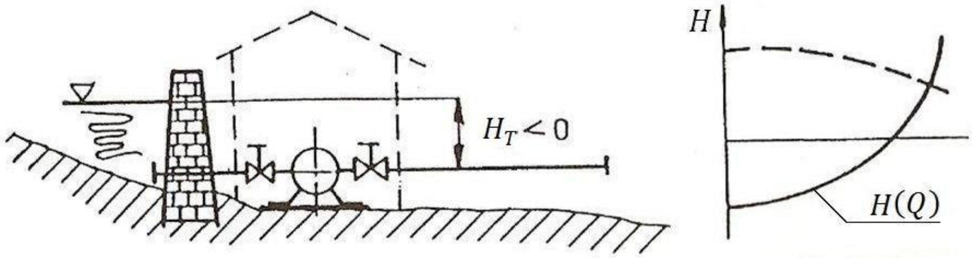
Rys. 2.17. Układ pompowy ssawno-tłoczący [32]

- o obiegu zamkniętym, tzw. obiegowe, w których pompa pokonuje tylko opory hydrauliczne przepływu instalacji (rys. 2.18),



Rys. 2.18. Układ pompowy o obiegu zamkniętym [32]

- wspomagające przepływ (rys. 2.19), w których pompa zwiększa natężenie przepływu cieczy w stosunku do natężenia spowodowanego przepływem grawitacyjnym.



Rys. 2.19. Układ pompowy z wspomaganiem przepływu [32]

Przedstawione na rys. rys. 2.16, 2.17, 2.18, 2.19 układy pompowe dotyczą instalacji stacjonarnych, w których na rurociągu tłocznym zawory służą nie tylko do odcinania pompy od rurociągu tłocznego, ale również do regulacji pompy w szerokim zakresie zmian wydajności (rys. 2.13).

Obecnie, w związku ze zmianą wymagań dotyczących ilości wytwarzanego w instalacjach technologicznych produktu (elektrownia – prąd i ciepło, petrochemia – benzyna i inne ropopochodne itd.), zachodzi konieczność częstego dostosowania się pomp do zmiennych warunków. Zwykle bardzo precyzyjnie określa się, jakie wysokości podnoszenia powinny być realizowane dla zadanych wydajności. Problem ten obecnie dotyczy również układów pompowych z zainstalowanymi pompami dotychczas pracującymi w otoczeniu punktu nominalnego. Wymaga to od konstruktorów projektowania układów hydraulicznych pomp realizujących:

- nieprzeciążalne charakterystyki poboru mocy,
- żądane kształty charakterystyk przepływowych,
- jednocześnie żądane kształty charakterystyk przepływu oraz nieprzeciążalne charakterystyki poboru mocy przez pompy.

Powyższe stwierdzenia uzasadniają podjęcie tej tematyki w monografii.

3. JEDNOWYMIAROWY MODEL W POMPIE ODŚRODKOWEJ

Przepływ ciecz przez elementy ruchome i nieruchome układu hydraulicznego pompy ma charakter złożony, klasyfikowany w mechanice płynów jako trójwymiarowy nieustalony przepływ turbulentny cieczy lepkiej i nieściśliwej. Metody numeryczne obliczania przepływów trójwymiarowych umożliwiają wyznaczenie ciśnień i prędkości lokalnych cieczy. Numeryczne i doświadczalne badania struktury przepływu omówione zostały w rozdziale 8.

Metody numeryczne na obecnym etapie rozwoju nie umożliwiają wyznaczenia głównych wymiarów geometrycznych kanałów hydraulicznych pomp. Do wyznaczenia głównych wymiarów wykorzystuje się metody oparte na uproszczonych modelach przepływu dwuwymiarowych lub najczęściej jednowymiarowych z zastosowaniem współczynników empirycznych.

Jednowymiarowy model przepływu jest najdalej posuniętym uproszczeniem przepływu rzeczywistego. W modelu tym zakłada się, że turbulentny przepływ trójwymiarowy może być zastąpiony przepływem osiowo-symetrycznym, w którym profil prędkości w płaszczyźnie przechodzącej przez oś obrotu maszyny, zwanej merydionalną, jest wyrównany. Założenie to oznacza, że przepływ w dowolnym kanale hydraulicznym może być reprezentowany przez jedną linie prądu, a parametry przepływu zmieniają się wzdłuż osi pokrywającej się z tą linią. Linia ta nazywana jest środkową linią prądu lub średnią zastępczą strugą.

Dla wyznaczenia środkowej linii prądu zakłada się, że:

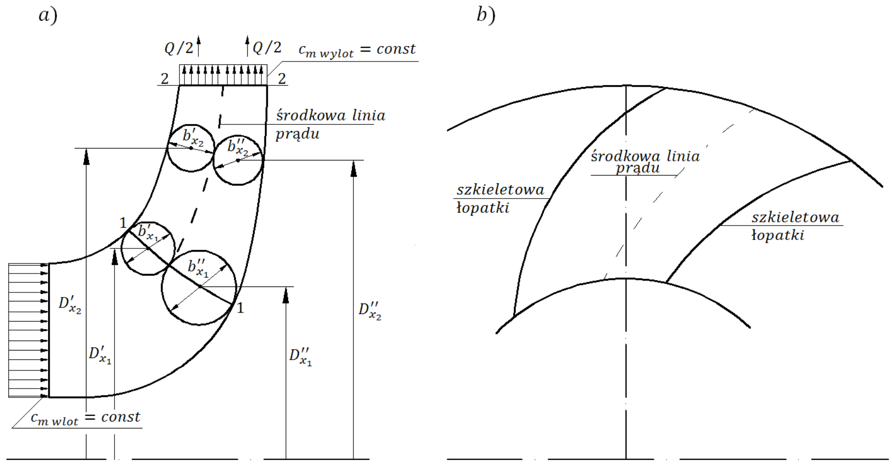
- dzieli ona strumień przepływający w kanale hydraulicznym na dwie strugi o jednakowych wydajnościach,
- prędkość cieczy w płaszczyźnie merydionalnej jest stała wzdłuż ortogonalnych do linii prądu.

Graficzną ilustrację konstrukcji środkowej linii prądu na przykładzie wirnika pompy odśrodkowej przedstawiono na rys. 3.1.

Ze względu na założenie że środkowa linia prądu dzieli przepływ na dwie strugi o jednakowych wydajnościach $\frac{Q}{2}$ musi być spełniona zależność (3.1), w każdym przekroju ortogonalnym do średniej zastępczej strugi:

$$\begin{aligned}
A'_{x_i} c_m &= A''_{x_i} c_m \\
\pi D'_{x_1} b'_{x_1} c_{m_1} &= \pi D''_{x_1} b''_{x_1} c_{m_1} \\
\vdots \qquad & \qquad \vdots \\
\pi D'_{x_i} b'_{x_i} c_{m_i} &= \pi D''_{x_i} b''_{x_i} c_{m_i}
\end{aligned} \tag{3.1}$$

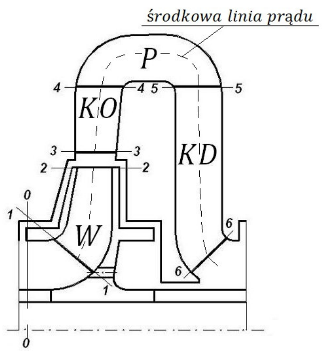
gdzie: c_{m_i} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej w i-tym przekroju ortogonalnym.



Rys. 3.1. Konstrukcja środkowej linii prądu

W związku z powyższym środkowa linia prądu jest miejscem geometrycznym punktów styczności okręgów wpisanych w zarys przekroju merydionalnego kanału hydraulicznego.

W podobny sposób wyznacza się środkową linię prądu dla wszystkich elementów nieruchomych układu przepływowego pompy. Schematy układów hydraulicznych wybranych konstrukcji pomp z zaznaczonymi środkowymi liniami prądu i przekrojami kontrolnymi przedstawiono na rys. 3.2 i 3.3. Na rys. 3.2 pokazany został schemat układu hydraulicznego stopnia odśrodkowej pompy wielostopniowej, a na rys. 3.3 schemat układu hydraulicznego monoblokowej pompy jednostopniowej. Na rys. 3.4 i 3.5 przedstawiono przykładowe rozwiązania konstrukcjne pompy jednostopniowej i wielostopniowej.



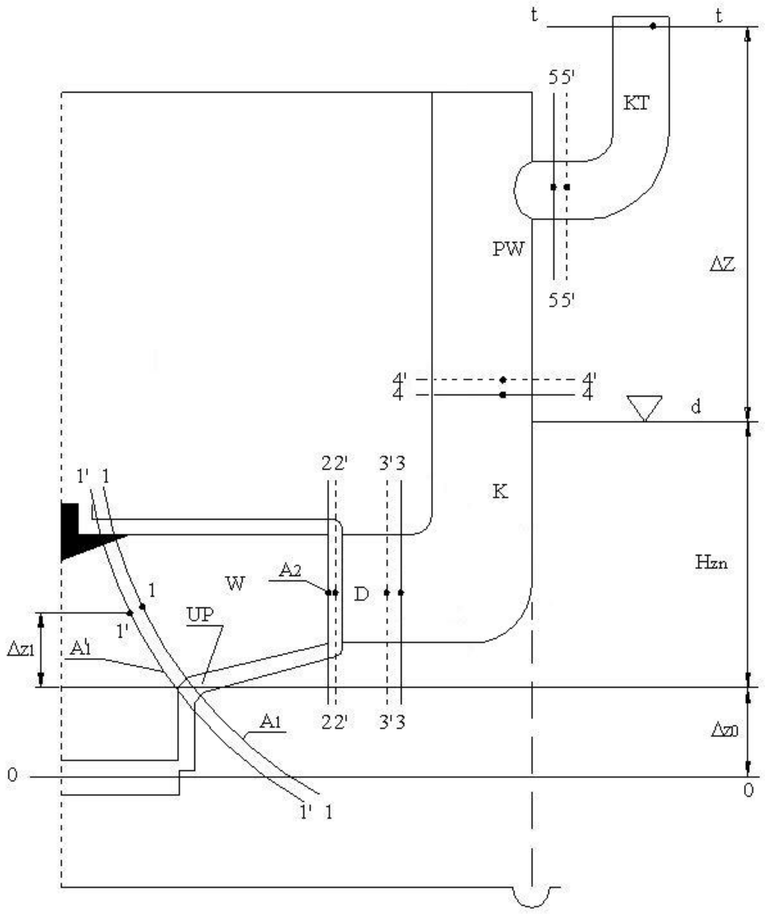
Rys. 3.2. Schemat układu hydraulicznego stopnia odśrodkowej pompy wielostopniowej [59]

Oznaczenia elementów układu hydraulicznego pompy:

W - wirnik,
KO - kierownica odśrodkowa,
P - przewał,
KD - kierownica dośrodkowa.

Oznaczenia przekrojów kontrolnych:

0 - wlot wirnika,
1 - wlot na wieniec łopatkowy wirnika,
2 - wylot z wirnika,
3 - wlot do kierownicy odśrodkowej,
4 - wylot z kierownicy odśrodkowej, wlot do przewału,
5 - wylot z przewału, wlot do kierownicy dośrodkowej,
6 - wylot z kierownicy dośrodkowej.



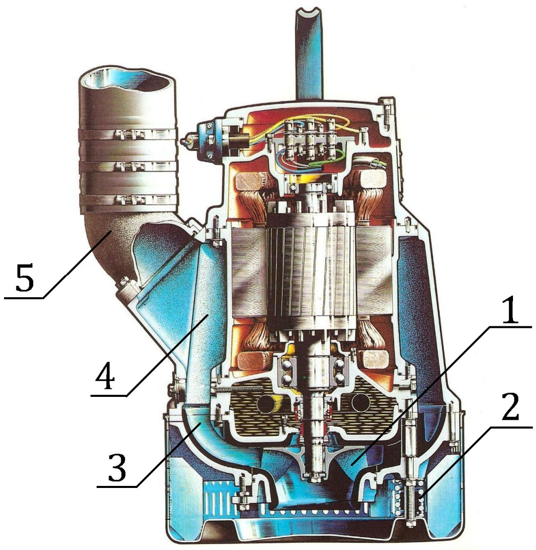
Rys. 3.3. Schemat układu hydraulicznego monoblokowej pompy jednostopniowej z kierownicą promieniowo-osiową i płaszczem wodnym [11, 12]

Oznaczenia elementów układu hydraulicznego:

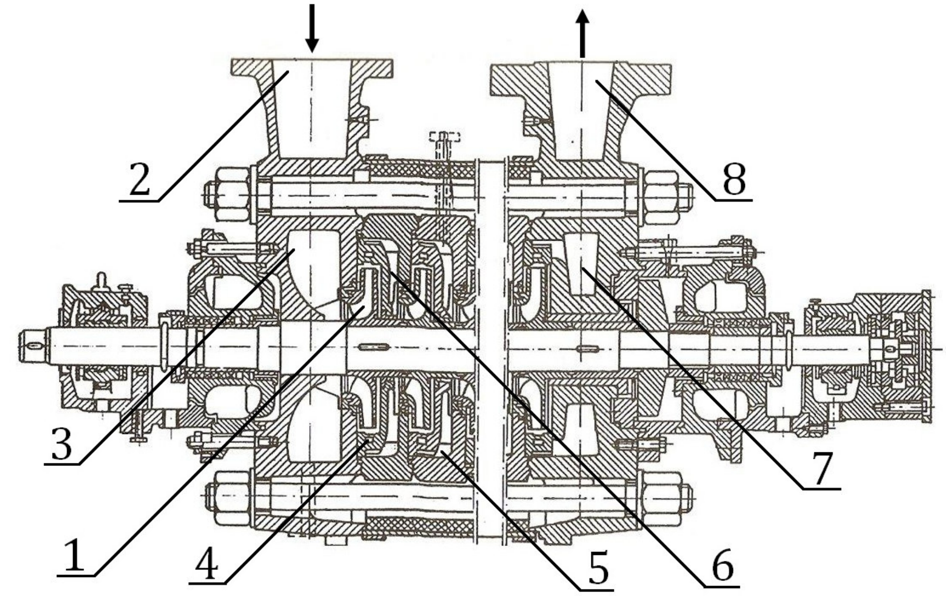
W - wirnik,
D - kierownica bezłopatkowa,
K - kierownica promieniowo-osiowa,
PW - płaszcz wodny,
KT - króciec tłoczny.

Oznaczenia przekrojów i punktów kontrolnych:

0 - wlot wirnika,
1′ - punkt na powierzchni A_1' przed wlotem na wieniec łopatkowy wirnika,
1 - punkt na powierzchni A_1 na wlocie na łopatki wirnika,
2 - wylot z wirnika,
2′ - wylot z wirnika za wieńcem łopatkowym,
3′ - wylot z kierownicy bezłopatkowej, wlot do kierownicy promieniowo-osiowej przed wieńcem łopatkowym kierownicy,
3 - wylot z kierownicy bezłopatkowej, wlot do kierownicy promieniowo-osiowej`,
4 - wylot z kierownicy, wlot do płaszcza wodnego,
4′ - wylot z kierownicy za wieńcem łopatkowym kierownicy,
5 - wlot do króćca tłocznego,
t - wylot z króćca tłocznego,
UP - wlot do uszczelnienia przedniego wirnika.

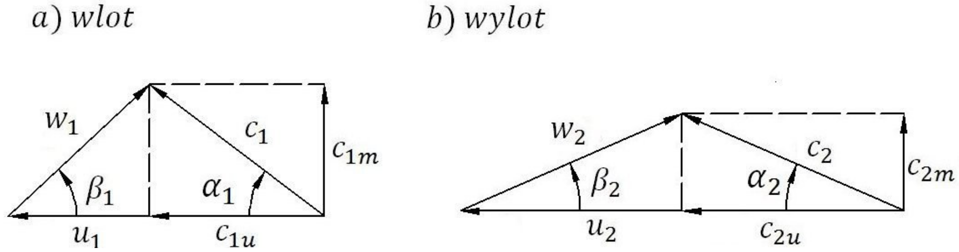


Rys. 3.4. Elementy układu hydraulicznego monoblokowej pompy jednostopniowej: a) ruchome: 1 - wirnik, b) nieruchome: 2 - sito wlotowe, 3 - kierownica promieniowo-osiowa, 4 - płaszcz wodny, 5 - króciec wylotowy [30]



Rys. 3.5. Elementy układu hydraulicznego wielostopniowej pompy odśrodkowej: a) ruchome: 1 - wirnik, b) nieruchome: 2 - konfuzor wlotowy, 3 - współśrodkowa komora dopływowa, 4 - łopatkowa kierownica odśrodkowa, 5 - przewał, 6 - łopatkowa kierownica dośrodkowa, 7 - spiralny lub współśrodkowy kanał zbiorczy, 8 - dyfuzor wylotowy Pompa zasilająca produkcji WAFAPOMP [29]

Do opisu kinematyki przepływu założono, że prędkości przepływającej cieczy w punktach przecięcia się środkowej linii prądu z przekrojami kontrolnymi można przedstawić w postaci trójkątów prędkości (rys. 3.6 i 3.7).



Rys. 3.6. Trójkąty prędkości cieczy przepływającej przez palisadę łopatkową wirnika

Prędkość „*c*” jest prędkością cieczy w układzie bezwzględnym, „*w*” prędkością w układzie względnym, „*u*” prędkością unoszenia układu (prędkością obwodową).

Indeksem „1”oznaczone zostały prędkości i kąty w przekroju wlotowym, a indeksem ”2” w przekroju wylotowym z wieńca łopatkowego wirnika.

Na rys. 3.6 zaznaczano również składowe średnich prędkości bezwzględnych i kąty przepływu czynnika w przekrojach wlotowym i wylotowym wirnika, gdzie:

u_1 - prędkość unoszenia na wlocie do wirnika,

c_{1m} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej cieczy na wlocie do wirnika,

c_{1u} - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej cieczy na wlocie do wirnika,

w_1 - prędkość względna cieczy na wlocie do wirnika,

β_1 - kąt napływu cieczy na łopatki na wlocie do wirnika,

α_1 - kąt między prędkością bezwzględną c_1 i prędkością obwodową u_1,

u_2 - prędkość unoszenia na wylocie z wirnika,

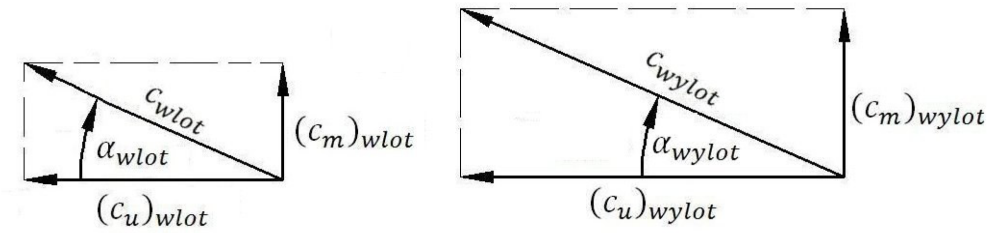
c_{2m} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej cieczy na wylocie z wirnika,

c_{2u} - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej cieczy na wylocie z wirnika,

β_2 - kąt spływu cieczy z łopatki na wylocie z wirnika,

α_2 - kąt między prędkością bezwzględną c_2 i prędkością obwodową u_2.

Trójkąty prędkości dla nieruchomego elementu układu hydraulicznego przedstawiono na rys. 3.7.



Rys. 3.7. Trójkąty prędkości przepływu cieczy w płaszczyznach kontrolnych na wlocie i wylocie w nieruchomych elementach układu hydraulicznego pompy

c jest prędkością przepływającej cieczy w układzie bezwzględnym, a jej składowe odpowiednio:

$(c_m)_{wlot}$ - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej na wlocie,

$(c_u)_{wlot}$ - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej na wlocie,

$(c_m)_{wylot}$ - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej na wylocie,

$(c_u)_{wylot}$ - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej na wylocie.

Przyjmuje się, że w przekrojach kontrolnych (rys. 3.2 i 3.3) rozgraniczających poszczególne elementy układu hydraulicznego słuszne są równania ciągłości przepływu, momentu pędu i równanie bilansu energii.

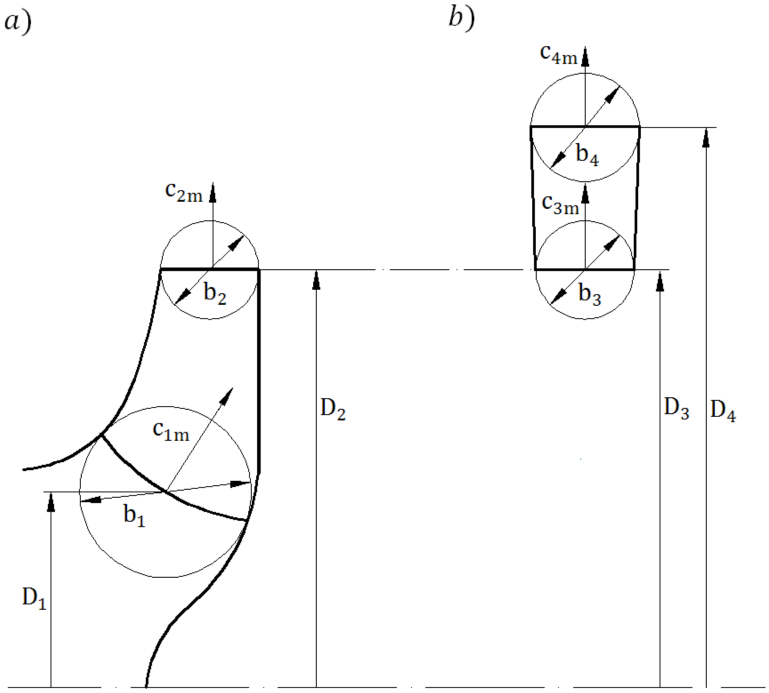
Równanie ciągłości

Równanie ciągłości w modelu jednowymiarowym dla przepływu ustalonego nieściśliwego ($\rho = const$) ma postać:

$$Q = c_m A \tag{3.2}$$

gdzie: c_m - składowa uśrednionej prędkości bezwzględnej c, normalna do powierzchni przepływu; w pompach wirowych jest to prędkość w płaszczyźnie merydionalnej,

A - powierzchnia przekroju przepływowego kanału hydraulicznego (rys. 3.8).



Rys. 3.8. Przekroje kontrolne w układzie hydraulicznym:
a) wirnik, b) łopatkowa kierownica odśrodkowa

Zgodnie z oznaczeniami na rys. 3.2 na rys. 3.8 zaznaczono wymiary wykorzystywane do określenia powierzchni wlotu i wylotu z wieńców łopatkowych wirnika i wybranego elementu nieruchomego układu hydraulicznego - kierownicy odśrodkowej.

Na rys. 3.8 a i b oznaczono:

D_1 - średnica wlotu na wieniec łopatkowy wirnika,

D_2 - średnica wylotu z wieńca łopatkowego wirnika,

b_1 - szerokość wieńca łopatkowego na wlocie do wirnika,

b_2 - szerokość wieńca łopatkowego na wylocie z wirnika,

c_{1m} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej cieczy na wlocie do wieńca łopatkowego wirnika,

c_{2m} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej cieczy na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika,

D_3 - średnica wlotu do kierownicy odśrodkowej,

D_4 - średnica wylotu z kierownicy odśrodkowej,

b_3 - szerokość kierownicy na wlocie,

b_4 - szerokość kierownicy na wylocie,

c_{3m} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej cieczy na wlocie do kierownicy odśrodkowej,

c_{4m} - składowa merydionalna prędkości bezwzględnej cieczy na wylocie z kierownicy odśrodkowej.

Uwzględniając w równaniu (3.2) zaznaczone na rys. 3.8 a i b wielkości, równania ciągłości dla przedstawionych kanałów będą postaci:

- dla wirnika:

$$Q_w = \pi D_1 b_1 c_{1m} = \pi D_2 b_2 c_{2m} \tag{3.3}$$

- dla kierownicy odśrodkowej:

$$Q_k = \pi D_3 b_3 c_{3m} = \pi D_4 b_4 c_{4m} \tag{3.4}$$

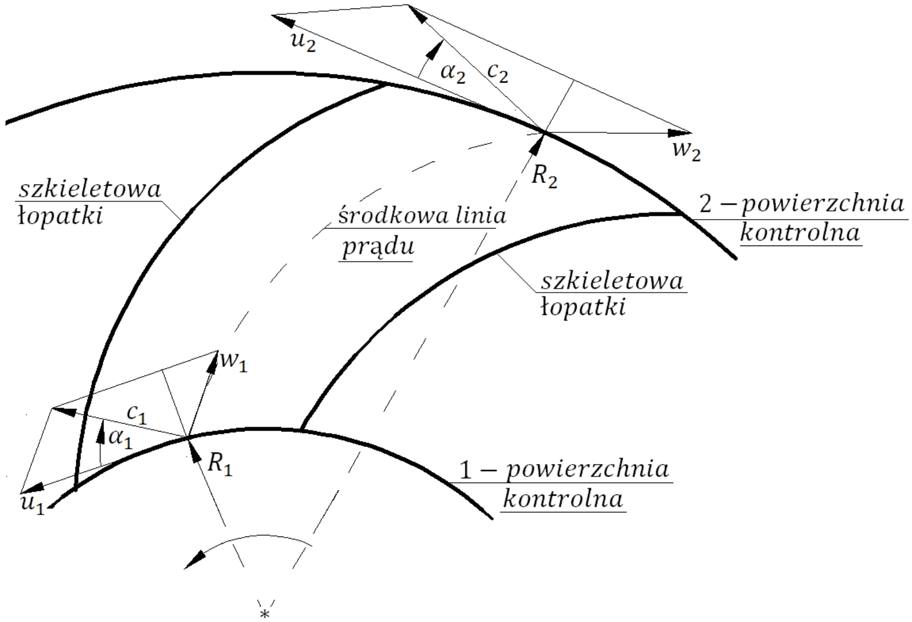
gdzie: Q_w - wydajność przepływu wirnika,

Q_k - wydajność cieczy przepływająca przez kierownicę odśrodkową,

W równaniach (3.3) i (3.4) nie uwzględniono współczynników przesłonięcia przekrojów związanych ze skończoną grubością łopatek. Współczynniki te zostaną zdefiniowane w rozdziałach omawiających związki między parametrami geometrycznymi i przepływowymi w poszczególnych elementach układu hydraulicznego pompy.

Równanie momentu pędu (krętu)

Równanie momentu pędu, nazywane w mechanice płynów podstawowym równaniem maszyn przepływowych, dotyczy kanałów wirujących. W przypadku pomp dotyczy to wirników. Na rys. 3.9 zaznaczono w płaszczyźnie prostopadłej do osi wirnika wymiary i prędkości na powierzchniach kontrolnych (punkty 1 i 2).



Rys. 3.9. Kinematyka przepływu przez kanał hydrauliczny wirnika

Elementarny przyrost momentu pędu (krętu) między powierzchniami kontrolnymi 1 i 2 w czasie dt jest postaci:

$$dK = \left(R_2 c_2 \cos\alpha_2 - R_1 c_1 \cos\alpha_1\right)\rho dQ dt \tag{3.5}$$

Różniczkując równanie (3.5) względem czasu, otrzymuje się równanie momentu sił zewnętrznych działających na elementarną objętość cieczy dQ w kanale międzyłopatkowym wirnika:

$$dM_u = \frac{dK}{dt} = \left(R_2 c_2 \cos\alpha_2 - R_1 c_1 \cos\alpha_1\right)\rho dQ \text{ [3]} \tag{3.6}$$

Dla całego obszaru przepływu jednowymiarowego po scałkowaniu równania (3.6) otrzymuje się zależność:

$$M_u = \left(R_2 c_2 \cos\alpha_2 - R_1 c_1 \cos\alpha_1\right)\rho Q = \left(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}\right)\rho Q \tag{3.7}$$

Uwzględniając w równaniu (3.7) zależności wynikające z trójkątów prędkości przedstawionych na rys. 3.6:

[3] W klasycznej literaturze [28, 39, 40] używa się indeksów th lub t zamiast u.

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1 \qquad (3.8)$$

$$c_{2u} = c_2 \cos\alpha_2 \qquad (3.9)$$

otrzymuje się wzór:

$$M_u = \left(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}\right)\rho Q \qquad (3.10)$$

Moc przekazywaną cieczy przepływającej w kanale międzyłopatkowym wirnika można określić z zależności (3.11):

$$P_u = M_u \omega = \left(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}\right)\omega\rho Q \qquad (3.11)$$

Ponieważ $u_1 = R_1\omega$ i $u_2 = R_2\omega$, równanie (3.11) przyjmuje postać:

$$P_u = \left(u_2 c_{2u} - u_2 c_{1u}\right)\rho Q \qquad (3.12)$$

natomiast energia właściwa (jednostkowa) przekazana cieczy wynosi:

$$\Delta e_u = \frac{P_u}{\rho Q} = u_2 c_2 - u_2 c_1 \qquad (3.13)$$

Częściej w nomenklaturze pompowej używa się pojęć wysokość energii przekazanej cieczy lub wysokość podnoszenia pompy oraz przyrost ciśnienia (spiętrzenie). Wysokość energii przekazanej lub wysokość podnoszenia pompy wyraża się wzorem:

$$H_u = \frac{\Delta e_u}{g} = \frac{1}{g}\left(u_2 c_{2u} - u_2 c_{1u}\right) \qquad (3.14)$$

a przyrost ciśnienia (spiętrzenia) określa zależność:

$$\Delta P_u = \rho \Delta e_u = \rho(u_2 c_{2u} - u_2 c_{1u}) \qquad (3.15)$$

W związku z tym, że przedstawione równanie uzależnia energię przekazaną bezpośrednio cieczy od parametrów kinetycznych i geometrycznych, jest ono nazywane podstawowym równaniem maszyn przepływowych.

Równanie bilansu energii

Równanie bilansu energii przepływu cieczy rzeczywistej dla dowolnego punktu wybranej linii prądu można zapisać:

$$Z_x g + \frac{p_x}{\rho} + \frac{c_x^2}{2} + S_x = const \qquad (3.16)$$

gdzie: $Z_x g$ - energia położenia,

$\frac{p_x}{\rho}$ - energia ciśnienia,

$\frac{c_x^2}{2}$ - energia kinetyczna,

S_x - energia strat hydraulicznych.

Równanie (3.16) dla przekroju wlotowego i wylotowego elementu nieruchomego układu hydraulicznego pompy, np. kierownicy odśrodkowej (rys. 3.8b), można zapisać w postaci energii wysokości:

$$Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} = Z_4 + \frac{p_4}{\rho g} + \frac{c_4^2}{2g} + \Delta h_{s3-4} \tag{3.17}$$

gdzie: Δh_{s3-4} - strata energii wysokości.

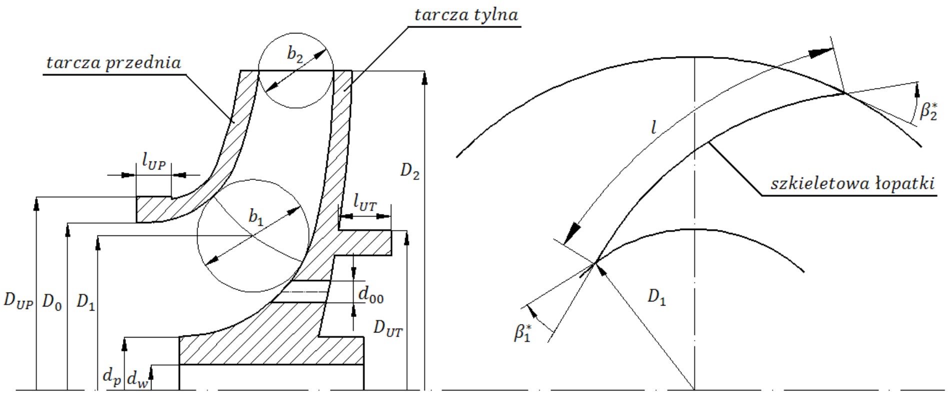
4. PRZEPŁYW PRZEZ WIRNIK POMPY ODŚRODKOWEJ

Procedury projektowania, oparte na jednowymiarowym modelu przepływu, pozwalają wyznaczyć wymiary główne wirników (rys. 4.1) dla zadanych parametrów przepływowych.

Dotychczas najczęściej były to parametry przepływowe punktu znamionowego H_N, Q_N oraz sprawności η_N. Dla potrzeb metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe procedury te zostały rozszerzone lub zastąpione nowymi wynikającymi z kształtów charakterystyk pomp.

Zostały one omówione w rozdziale 9 dotyczącym metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe.

Na rys. 4.1 przedstawiono schemat kanału hydraulicznego wirnika z zaznaczonymi głównymi wymiarami.



Rys. 4.1. Główne wymiary wirnika zamkniętego

Na rys. 4.1 zaznaczono:

d_w - średnica wału pompy,

d_p - średnica piasty,

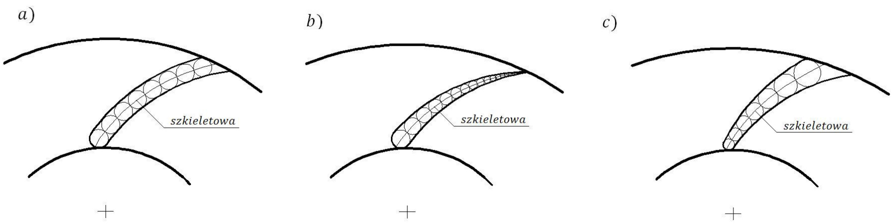
D_1 - średnica wieńca łopatkowego wirnika na wlocie,

b_1 - szerokość wieńca łopatkowego wirnika na wlocie,

D_0 - średnica wlotu do wirnika,

β_1^* - kąt konstrukcyjny łopatki na wlocie do wieńca łopatkowego; jest to kąt między styczną do szkieletowej łopatki na średnicy D_1 a kierunkiem obwodowym.

Szkieletowa jest to miejsce geometryczne środków kół wpisanych w profil łopatki (rys. 4.2).



Rys. 4.2. Szkieletowe łopatek:
a) o stałej grubości, b) profilowana, c) o zmiennej grubości

D_{UP} - średnica uszczelnienia przedniego,

l_{UP} - długość uszczelnienia przedniego,

D_2 - średnica wirnika na wylocie,

b_2 - szerokość wieńca łopatkowego na wylocie,

β_2^* - kąt konstrukcyjny łopatki na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika; jest to kąt zawarty między styczną do szkieletowej łopatki na średnicy D_2 a kierunkiem obwodowym,

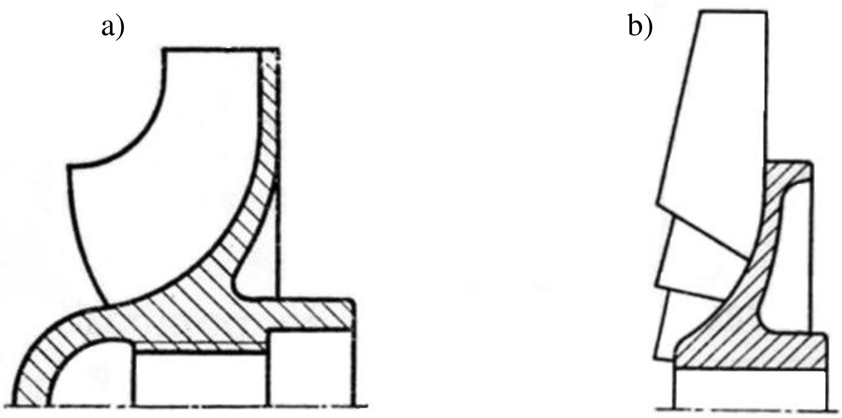
D_{UT} - średnica uszczelnienia tylnego,

l_{UT} - długość uszczelnienia tylnego,

d_{OO} - średnica otworów odciążających,

l - długość łopatki mierzona wzdłuż łuku szkieletowej.

Inne rozwiązania konstrukcyjne wirników pomp odśrodkowych przedstawiono na rys. 4.3.



Rys. 4.3. Przekroje merydionalne wirników otwartych pomp odśrodkowych:
a) jednostronne, b) obustronne

Łatwo zauważyć, że wirniki otwarte nie posiadają tarcz przednich.

Wirniki otwarte stosuje się często w pompach przeznaczonych do transportu cieczy zanieczyszczonych mechanicznie i chemicznie. Procedury projektowania tych wirników różnią się współczynnikami empirycznymi w zależnościach wiążących parametry geometryczne kanałów hydraulicznych z parametrami kinematycznymi przepływu.

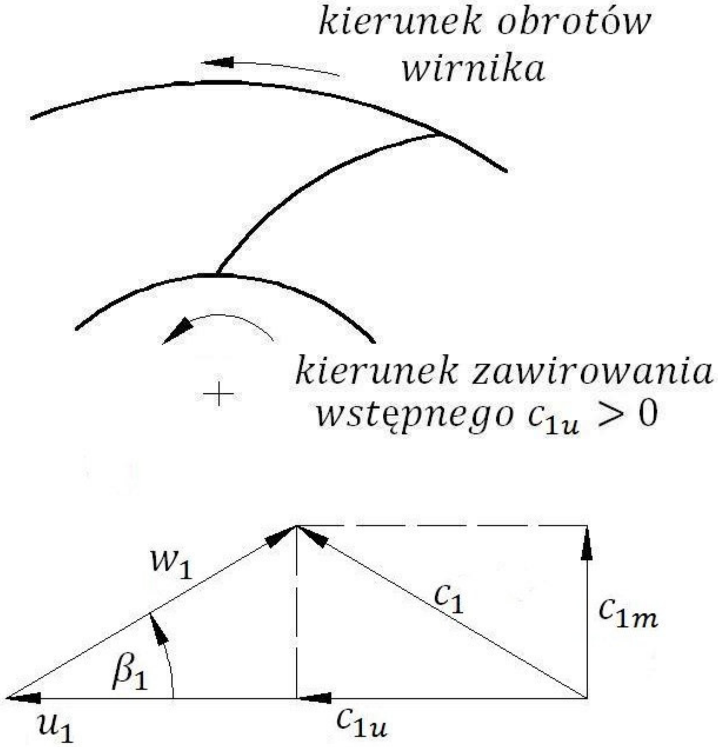
4.1. Kinematyka przepływu na wlocie do wieńca łopatkowego wirnika

Kinematyka przepływu jest podstawowym elementem wiążącym parametry geometryczne i kinematyczne oraz straty hydrauliczne w kanałach przepływowych pomp.

Analiza trójkąta prędkości na wlocie do wieńca łopatkowego wirnika umożliwia określenie kierunku napływu cieczy na łopatkę. Możliwe przypadki kierunku napływu przedstawiono na rys. rys. 4.4, 4.5 i 4.6. W trójkątach tych prędkości unoszenia u_1 oraz c_{1m} są jednakowe, różnią się tylko wartości prędkości c_{1u}. Prędkość ta jest miarą zawirowania wstępnego cieczy przed krawędzią wlotową wieńca łopatkowego wirnika. Zawirowania wstępne mogą być współbieżne lub przeciwbieżne. W przypadku zawirowania współbieżnego kierunek i zwrot prędkości c_{1u} jest zgodny z kierunkiem i zwrotem prędkości obwodowej u_1 (rys. 4.4). Wówczas prędkość c_{1u} w równaniu określającym wartość energii przekazanej przepływającej cieczy przez wieniec łopatkowy wirnika przyjmuje wartość dodatnią. Natomiast zawirowanie przeciwbieżne charakteryzuje się tymi samymi kierunkami prędkości c_{1u} i u_1, ale przeciwnymi zwrotami (rys. 4.5). W równaniu określającym wartość energii przekazanej przepływającej cieczy przez wieniec łopatkowy wirnika, prędkość c_{1u} przyjmuje wartość ujemną. W metodach opartych na modelu jednowymiarowym przepływu nie uwzględnia się prerotacji (zawirowań) naturalnych wywołanych wirowaniem wirnika. Uwzględnia się jedynie prerotację wymuszoną. Do wytworzenia zawirowań służą specjalnie w tym celu umieszczone na wlocie do wieńca łopatkowego urządzenia (np. kierownice wstępne).

W przypadku braku takich elementów przyjmuje się, że wartość prędkości c_{1u} jest równa zero (rys. 4.6).

Zawirowanie wstępne współbieżne



Rys. 4.4. Napływ cieczy na łopatkę wirnika z zawirowaniem wstępnym współbieżnym

W przypadku zawirowania współbieżnego:

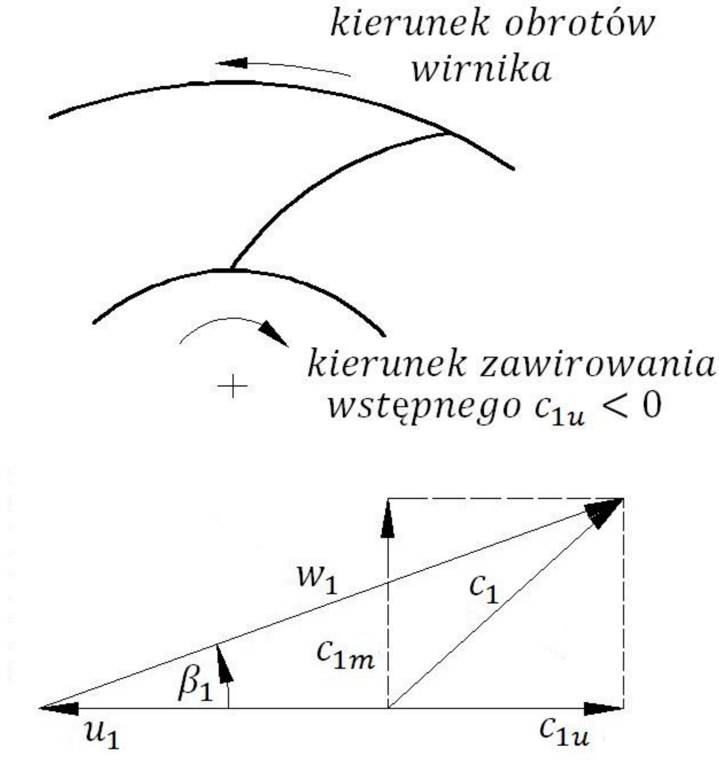
- kąt napływu cieczy na łopatkę wyraża się wzorem:

$$\beta_1 = arctg \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \tag{4.1}$$

- równanie energii właściwej przekazanej cieczy w wieńcu łopatkowym opisane jest zależnością:

$$\Delta e_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

Zawirowanie wstępne przeciwbieżne



Rys. 4.5. Napływ cieczy na łopatkę wirnika z zawirowaniem wstępnym przeciwbieżnym

W przypadku zawirowania przeciwbieżnego:

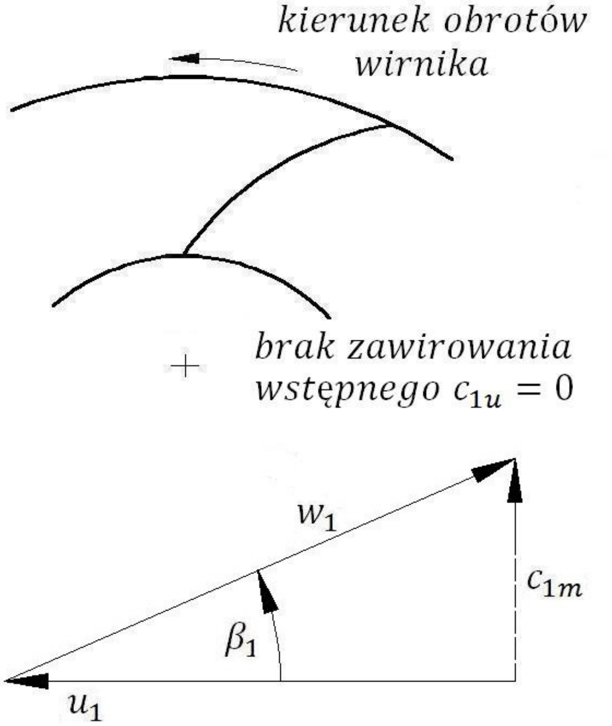
- kąt napływu cieczy na łopatkę wyraża się wzorem:

$$\beta_1 = arctg \frac{c_{1m}}{u_1 + c_{1u}} \tag{4.2}$$

- równanie energii właściwej przekazanej cieczy w wieńcu łopatkowym opisane jest zależnością:

$$\Delta e_u = u_2 c_{2u} + u_1 c_{1u} \tag{4.3}$$

Brak zawirowania wstępnego



Rys. 4.6. Napływ cieczy na łopatkę wirnika bez zawirowania wstępnego

W przypadku braku zawirowania wstępnego:

- kąt napływu cieczy na łopatkę wyraża się wzorem:

$$\beta_1 = arctg \frac{c_{1m}}{u_1} \tag{4.4}$$

- równanie energii właściwej przekazanej cieczy w wieńcu łopatkowym opisane jest zależnością:

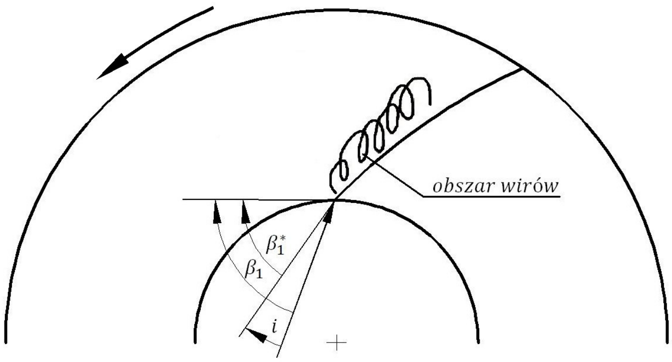
$$\Delta e_u = u_2 c_{2u} \tag{4.5}$$

Wlotowy trójkąt prędkości stanowi powiązanie kierunku napływu cieczy na łopatkę z kierunkiem łopatki i kierunkiem obrotów wirnika. Kąt napływu cieczy β_1 może różnić się od kąta konstrukcyjnego łopatki β_1^*. Wartość jego zależy od wydajności i może być większa lub mniejsza od kąta konstrukcyjnego. Różnica ta, określana jako kąt natarcia, jest oznaczana przez „i”:

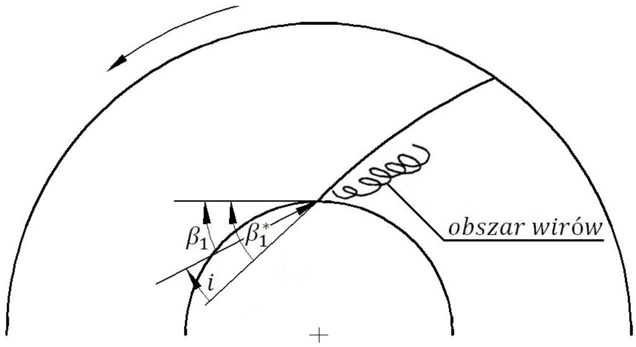
$$i = \beta_1^* - \beta_1 \tag{4.6}$$

Duże wartości kąta natarcia są na ogół niekorzystne i powodują występowanie obszarów wirów:

- przy dodatnich wartościach kąta natarcia - po stronie czynnej łopatki (rys. 4.8),
- przy ujemnych wartościach kąta natarcia - po stronie biernej łopatki (rys. 4.7).



Rys. 4.7. Napływ cieczy na łopatkę wirnika z dużą ujemną wartością kąta natarcia



Rys. 4.8. Napływ cieczy na łopatkę wirnika z dużą dodatnią wartością kąta natarcia

W obu przypadkach zawirowania te są źródłem strat hydraulicznych, które mogą być przyczyną mniejszych sprawności pomp oraz powstania kawitacji na wlocie do wieńca łopatkowego wirnika. Wir charakteryzuje się spadkiem ciśnienia w jego jądrze. Kawitacją nazywamy zjawisko polegające na tworzeniu się i zanikaniu wypełnionych parą i gazem obszarów nieciągłości przepływu (pęcherzy) w strefie ciśnienia miejscowo obniżonego poniżej pewnej wartości zbliżonej do wartości ciśnienia parowania p_v w danej temperaturze.

O właściwościach antykawitacyjnych pompy decydują parametry geometryczne wlotu na wieniec łopatkowy wirnika oraz elementy wprowadzające ciecz do pomp (rury ssawne, spirale wlotowe, komory wlotowe itd.). W literaturze omawiającej problematykę projektowania wirników pomp najczęściej publikuje się zależności empiryczne określające parametry geometryczne wlotu do wieńca łopatkowego, które mają gwarantować bezkawitacyjną pracę pompy w punkcie nominalnym. Pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe powinny cechować się bezkawitacyjną pracą w całym zakresie zmian wydajności $0 \le Q \le Q_{\mathrm{max}}$ ($0 \le \varphi \le \varphi_{\mathrm{max}}$). W związku z tym procedury projektowania tych pomp wymagały opracowania nowych związków i formuł określających parametry geometryczne wlotu do wieńców łopatkowych.

Wirniki projektuje się zwykle według literatury [27, 34, 39, 40, 64, 66] na podstawie nominalnych parametrów pracy pompy. Nie gwarantuje to pracy wirnika bez kawitacji przy wydajnościach znacznie większych i mniejszych od nominalnych. Należy również w ocenie zagrożenia kawitacją uwzględnić charakterystykę układu pompowego po stronie ssawnej pompy.

W [14] podano sposób ustalenia granicznych wymiarów średnicy D_1 i szerokości b_1 oparty na zależnościach empirycznych.

Dla przedstawionego na rys. 3.3 schematu układu hydraulicznego można napisać równanie Bernoulliego odniesione do poziomu cieczy w zbiorniku (oznaczonego indeksem d) i do przekroju wlotowego łopatek wirnika (przekrój A, punkt 1):

$$p_1 + \frac{\rho \cdot c_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot \Delta h = p_{\mathrm{d}} + \frac{\rho \cdot c_{\mathrm{d}}^2}{2} + \rho \cdot g \cdot \left(H_{\mathrm{zn}} - \Delta z_1\right) - \left(\Delta p_{\mathrm{s}}\right)_{\mathrm{d\text{-}1}} \quad (4.7)$$

gdzie:
- p_1 - ciśnienie statyczne w punkcie 1 przekroju A_1,
- c_1 - prędkość bezwzględna cieczy w punkcie 1 przekroju A_1, przy czym założono $c_{1\mathrm{u}} = 0$, a w związku z tym $c_1 = c_{1\mathrm{m}}$,
- Δh - wysokość depresji dynamicznej na wlocie wirnika,
- p_{d} - ciśnienie statyczne nad zwierciadłem cieczy w zbiorniku równe ciśnieniu barometrycznemu p_{b},
- c_{d} - prędkość napływu cieczy do pompy $c_{\mathrm{d}} \approx 0$,
- H_{zn} - geometryczna wysokość napływu,
- $\left(\Delta p_{\mathrm{s}}\right)_{\mathrm{d-1}}$ - straty pomiędzy przekrojami kontrolnymi d-1,
- Δz_1 - różnica poziomu wlotu na wieniec łopatkowy wirnika i poziomu punktu 1 na krawędzi wlotowej łopatki wirnika.

W podobny sposób dla przekroju „d” i „0” można napisać:

$$p_0 + \frac{\rho}{2} \cdot c_0^2 = p_\mathrm{d} + \frac{\rho \cdot c_\mathrm{d}^2}{2} + \rho \cdot g \cdot (H_\mathrm{zn} + \Delta z_0) - (\Delta \rho_\mathrm{s})_{\mathrm{d}-0} \tag{4.8}$$

gdzie: p_0 - ciśnienie statyczne w przekroju wlotowym wirnika 0-0,

c_0 - prędkość cieczy w ww. przekroju,

Δz_0 - różnica poziomu wlotu na wieniec łopatkowy wirnika i poziomu wlotu do wirnika.

Pomijając straty hydrauliczne $(\Delta p_\mathrm{s})_{\mathrm{d}-0}$ na odcinku 0-1 oraz Δz_0 i Δz_1 ($\Delta z_0 << H_\mathrm{zn}, \Delta z_1 << H_\mathrm{zn}$), można na podstawie równania (4.7) i (4.8) zapisać zależność:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} c_1^2 + \rho\, g \cdot \Delta h = p_0 + \frac{\rho}{2} c_0^2 \tag{4.9}$$

Wysokość depresji dynamicznej przyjęto zgodnie z [14] określać wzorem:

$$\Delta h = \frac{\left(w_1^2 - w_1'^2\right) + \left(c_{1\mathrm{m}}^2 - c_{1\mathrm{m}}'^2\right)}{2 \cdot g} \tag{4.10}$$

gdzie: w_1, w_1' - prędkości względne cieczy na wlocie na łopatki wirnika w punktach 1 i 1′:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= u_1^2 + c_{1\mathrm{m}}^2 \\ w_1'^2 &= u_1^2 + c_{1\mathrm{m}}'^2 \end{aligned} \tag{4.11}$$

gdzie: c_{1m}, c_{1m}' - prędkości merydionalne cieczy na wlocie do wieńca łopatkowego wirnika odpowiednio w punktach 1 i 1′:

$$c_{1\mathrm{m}} = \frac{Q_\mathrm{W}}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \mu_1} \tag{4.12}$$

$$c_{1\mathrm{m}}' = c_{1\mathrm{m}} \cdot \mu_1 = \frac{Q_\mathrm{W}}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} \tag{4.13}$$

gdzie: μ_1 - współczynnik zmniejszenia przekroju wlotowego wirnika przez łopatki:

$$\mu_1 = 1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1^*} \tag{4.14}$$

gdzie: β_1^* - wlotowy kąt łopatki,

s_1 - grubość łopatki na wlocie do wirnika.

Zgodnie z [14] wyznaczone wartości Δh dla pomp w przypadku, w którym wystąpiło załamanie kawitacyjne charakterystyk przepływu i poboru mocy wykorzystano do obliczeń maksymalnych wartości w_1 i c_{1m} gwarantujących bezkawitacyjną pracę wirnika.

Dla opisanych w [14] przypadków pomp, wartości w_1 i c_{1m} dla wydajności, przy których zaobserwowano kawitację początkową wynosiły $w_1 = 14{,}5\frac{m}{s}$ i $c_{1m} = 6\frac{m}{s}$. Wartości te wykorzystano do wyprowadzenia zależności empirycznych umożliwiających wyznaczenie granicznych wartości średnicy D_{1gr} i szerokości wieńca łopatkowego wirnika b_{1gr}. Wzory podane w [14] mają postać:

$$D_{1gr} = \frac{u_1}{\pi \cdot n'} = \frac{\sqrt{w_1^2 - c_{1m}^2}}{\pi \cdot n'} = \frac{12{,}93}{\pi \cdot n'}[m] \tag{4.15}$$

$$b_{1gr} = \frac{\dot{Q}_k}{\mu_1 \cdot \frac{u_1}{n'} \cdot c_{1m}} = \frac{\dot{Q}_k \cdot n'}{\mu_1 \cdot 68{,}6}[m] \tag{4.16}$$

gdzie: n' - częstość obrotów wirnika [1/s],

Q_k - graniczna wydajność pompy możliwa do uzyskania przy minimalnych oporach układu pompowego $\left[m^3/s\right]$.

Często zakłada się w obliczeniach $Q_k = Q_{max}$. Założenie to zmniejsza zagrożenie wystąpienia kawitacji w obszarze pracy pompy.

W związku z powyższym warunki bezkawitacyjnej pracy pompy można zapisać:

$$\begin{aligned} D_1 &\le D_{1gr} \\ b_1 &\ge b_{1gr} \end{aligned} \tag{4.17}$$

Postać ogólną zależności (4.15) i (4.16) daje się przedstawić następująco:

$$D_1 = \frac{c_D}{\pi \cdot n'} \tag{4.18}$$

$$b_1 = \frac{Q_{\max} \cdot n'}{\mu_1 \cdot c_{\mathrm{b}}} = \frac{\varphi_{\max} u_1^2}{\mu_1 c_b} \tag{4.19}$$

Wartości stałych c_D i c_b wynoszą:

$$\begin{aligned} c_{\mathrm{D}} &= 12{,}93\left[\frac{m}{s}\right] \\ c_{\mathrm{b}} &= 68{,}63\left[\frac{m^2}{s^2}\right] \end{aligned} \tag{4.20}$$

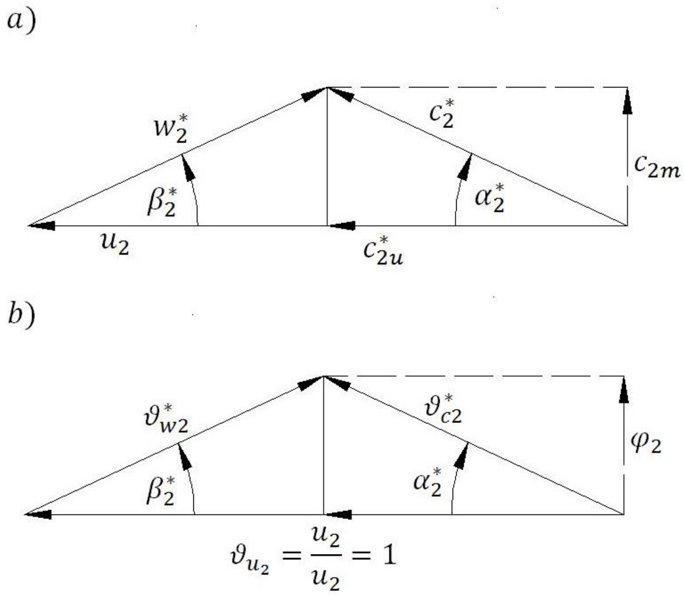
Wartości c_D i c_b są wartościami średnimi wyznaczonymi na podstawie obliczeń odtworzeniowych czterech pomp zbadanych przez autora i jego zespół. Pompy te charakteryzowały się wyróżnikiem szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$.

4.2. Kinematyka przepływu na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika

Właściwe określenie trójkąta prędkości na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika decyduje w sposób zasadniczy o zgodności wyników badań z danymi wejściowymi do projektowania. Wynika to z faktu występowania w podstawowym równaniu maszyn przepływowych (3.13) składowej prędkości bezwzględnej na kierunek obwodowy c_{2u}, w iloczynie z prędkością obwodowa u_2.

W przypadku odśrodkowych pomp o małych wyróżnikach szybkobieżności udział członu $u_1 c_{1u}$ ma stosunkowo niewielki wpływ na wartość energii przekazanej przepływającej cieczy przez wieniec łopatkowy wirnika. Wartość c_{2u} oblicza się z zależności wynikających z planimetrii trójkąta prędkości na wylocie z wirnika. Punktem wyjścia do określenia „rzeczywistego" trójkąta prędkości na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika dla przepływu jednowymiarowego jest trójkąt teoretyczny wyznaczony dla wirnika o nieskończonej liczbie łopatek tworzących nieskończenie cienkie kanały hydrauliczne. Przyjęcie takiego założenia upoważnia do stwierdzenia, że spływ cieczy z łopatek wirnika będzie zgodny z kierunkiem łopatki, czyli $\beta_2 = \beta_2^*$.

Kinematyka przepływu w wirniku w układzie wymiarowym i bezwymiarowym przedstawiona została na rys. 4.9.



Rys. 4.9. Trójkąty prędkości na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika w układzie: a) wymiarowym, b) bezwymiarowym

Związki między wektorami prędkości w układzie wymiarowym a wektorami w układzie bezwymiarowym można zapisać następująco:

$$\vartheta_{c_2^*} = \frac{c_2^*}{u_2}, \quad \vartheta_{w_2^*} = \frac{w_2^*}{u_2}, \quad \vartheta_{u_2^*} = \frac{u_2^*}{u_2}$$
$$\tau_{c_2^*} = \frac{c_{2u}^*}{u_2}, \quad \varphi_2 = \frac{c_{2m}}{u_2} \tag{4.21}$$

Teoretyczną energię przekazaną cieczy zgodnie z zależnością (3.13) przy założeniu $c_{1u} = 0$ można zapisać:

$$\Delta e_u^* = u_2 c_{2u}^* = u_2^2 \tau_{c2}^* \tag{4.22}$$

gdzie: u_2 - prędkości unoszenia układu na wylocie z wieńca łopatkowego wirnika:

$$u_2 = \pi D_2 n' \tag{4.23}$$

c_{2u}^* - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej dla wirnika o nieskończonej liczbie łopatek.

Zgodnie z rys. 4.9:

- w układzie wymiarowym:

$$c_{2u}^{*} = u_2 - c_{2m} ctg \beta_2^{*} \tag{4.24}$$

- w układzie bezwymiarowym:

$$\tau_{c2}^{*} = 1 - \varphi_2 ctg \beta_2^{*} \tag{4.25}$$

Z uwagi na skończoną liczbę łopatek w wieńcu łopatkowym wirnika kąt spływu cieczy β_2 jest zawsze mniejszy od β_2^{*}, co powoduje, że przy tej samej wartości c_{2m} zachodzą nierówności $c_{2u} < c_{2u}^{*}$ lub $\tau_{c2} < \tau_{c2}^{*}$.

Tę rozbieżność między kinematyką teoretyczną i rzeczywistą dla jednowymiarowego modelu przepływu określają przedstawione poniżej współczynniki.

- **Poprawka Pfleiderera**

Poprawka Pfleiderera, której wartość musi spełniać następujące równanie:

$$\frac{1}{g}\left(u_2 c_{2u}^{*} - u_1 c_{1u}\right) = \frac{1}{g}\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right)\left(1 + c_p\right) \tag{4.26}$$

dla $c_{1u} = 0$ równanie (4.26) przyjmuje postać:

$$c_{2u}^{*} = c_{2u}\left(1 + c_p\right) \tag{4.27}$$

c_p poprawka Pfleiderera, dla łopatek prosto kreślnych, wyraża się wzorem:

$$c_p = \psi \frac{2}{\left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2\right] z} \tag{4.28}$$

dla łopatek o krzywiźnie przestrzennej:

$$c_p = \frac{\psi R_2^2}{z M_{st}} \tag{4.29}$$

gdzie: ψ - współczynnik (będący funkcją kształtu wirnika oraz konstrukcji kierownicy),

z - liczba łopatek.

Poniżej zestawione zostały wybrane formuły empiryczne opisujące współczynniki ψ najczęściej podawane w literaturze:

- dla wirników o pojedynczej krzywiźnie łopatek i $\dfrac{D_2}{D_1} \geq 2$

$$\psi = (0{,}55 \div 0{,}68) + 0{,}6 \sin \beta_2^* \tag{4.30}$$

- dla wirników z łopatkami o krzywiźnie przestrzennej i $\frac{D_1}{D_2} \le 2$

$$\psi = (1{,}0 \div 1{,}2)(1 + \sin \beta_2^*) \tag{4.31}$$

- dla pomp z łopatkami o pojedynczej krzywiźnie i łopatkowaną kierownicą odśrodkową:

$$\psi = 0{,}6\left(1 + \frac{\beta_2^*}{60^\circ}\right) \tag{4.32}$$

- dla pomp ze spiralnym kanałem zbiorczym:

$$\psi = (0{,}65 \div 0{,}85)\left(1 + \frac{\beta_2^*}{60^\circ}\right) \tag{4.33}$$

- dla pomp z kanałem zbiorczym o stałym przekroju:

$$\psi = (0{,}85 \div 1{,}0)\frac{(1 + \beta_2^*)}{60} \tag{4.34}$$

- **Współczynnik kontrakcji obwodowej często w literaturze jest nazywany „slip factor":**

$$\mu_u = \frac{c_{2u}}{c_{2u}^*} \tag{4.35}$$

Poniżej przedstawiono wybrane formuły empiryczne określające współczynnik kontrakcji obwodowej.

Według Stodoli:

$$\mu_u = \frac{1}{1 + \frac{2}{\psi_u}\frac{\pi}{z}\sin \beta_2^*} \tag{4.36}$$

gdzie: ψ_u - bezwymiarowy wskaźnik napędu.

Według Ecka:

$$\mu_u = \frac{1}{1 + \frac{D_2^2 b_2}{8s} \frac{\pi}{z} \sin \beta_2^*} \tag{4.37}$$

gdzie: s - moment statyczny przekroju merydionalnego wieńca łopatkowego względem osi obrotu pompy.

Według Gundlacha:

$$\mu_u = \frac{1}{1 + B_u \frac{2}{\psi_u} \frac{\pi}{z} \sin \beta_2^*} \tag{4.38}$$

gdzie: B_u - współczynnik empiryczny wyznaczony w funkcji parametrów kinematycznych i konstrukcyjnych wirnika.

Według Kuczewskiego:

$$\mu_u = \frac{u_2 - mc_{2m} ctg \beta_2}{u_2 - mc_{2m} ctg \beta_2^*} \tag{4.39}$$

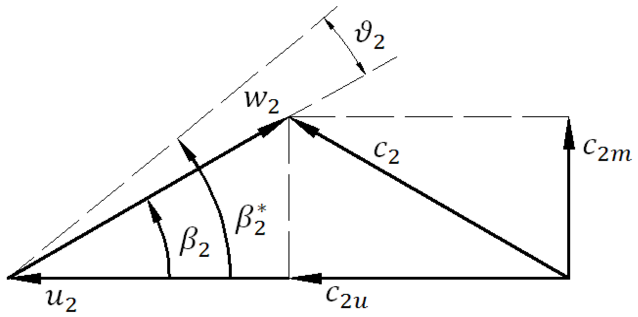
gdzie: m - współczynnik nierównomierności strugi w przekroju merydionalnym na wylocie z wirnika.

- **Kąt odchylenia strugi na wylocie z wieńca łopatkowego z wirnika ϑ_2**

W metodzie opracowanej przez Kuczewskiego [34], zgodnie z definicją, kąt ϑ_2 jest to kąt zawarty pomiędzy kątem konstrukcyjnym łopatki β_2^* a kątem wypływu cieczy na wylocie z wirnika β_2:

$$\vartheta_2 = \beta_2^* - \beta_2 \tag{4.40}$$

Graficzną ilustrację kąta ϑ_2 odchylenia strugi od kierunku łopatki przedstawiono na rys. 4.10.



Rys. 4.10. Trójkąt prędkości na wylocie z wirnika. Kąt odchylenia strugi ϑ_2

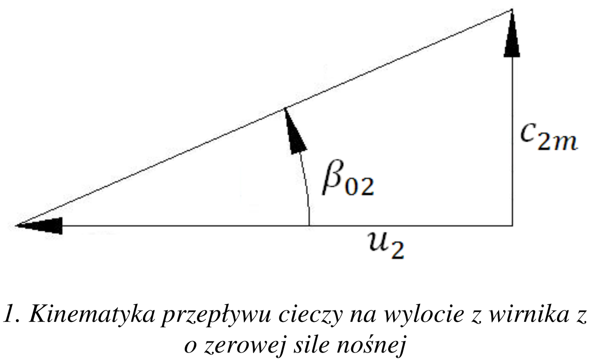
Wartość kąta ϑ_2 jest równocześnie proporcjonalna do różnicy kątów konstrukcyjnego łopatki β_2^* i kąta β_{02} spływu cieczy na wylocie z łopatki o zerowej sile nośnej $(c_{2u} = 0)$:

$$\vartheta_2 = B\left(\beta_2^* - \beta_{02}\right) \tag{4.41}$$

gdzie: B - wyróżnik kształtu wirnika,

β_{02} - kąt spływu cieczy na wylocie z łopatki o zerowej sile nośnej (pompa, dla której $H = 0$):

$$\beta_{02} = \text{arc tg}\frac{c_{2m}}{u_2} = \text{arc tg}\,\varphi_2 \tag{4.42}$$



Rys. 4.11. Kinematyka przepływu cieczy na wylocie z wirnika z łopatką o zerowej sile nośnej

Wyróżnik B jest złożoną funkcją parametrów geometrycznych i dla zamkniętych wirników odśrodkowych zgodnie z [9, 11, 13, 36, 62, 63] określany jest wzorem:

$$B = k \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \frac{b_2 D_2}{b_1 D_1} \cdot \frac{b_2}{D_2 - D_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau}} \tag{4.43}$$

gdzie: μ_2 i μ_1 - współczynniki przesłonięcia przekroju odpowiednio wylotowego i wlotowego wirnika,

k - współczynnik metody Kuczewskiego,

τ - gęstość palisady łopatek wirnika.

$$\tau = \frac{l}{t_{\acute{s}r}} \tag{4.44}$$

gdzie: l - długość łopatki,

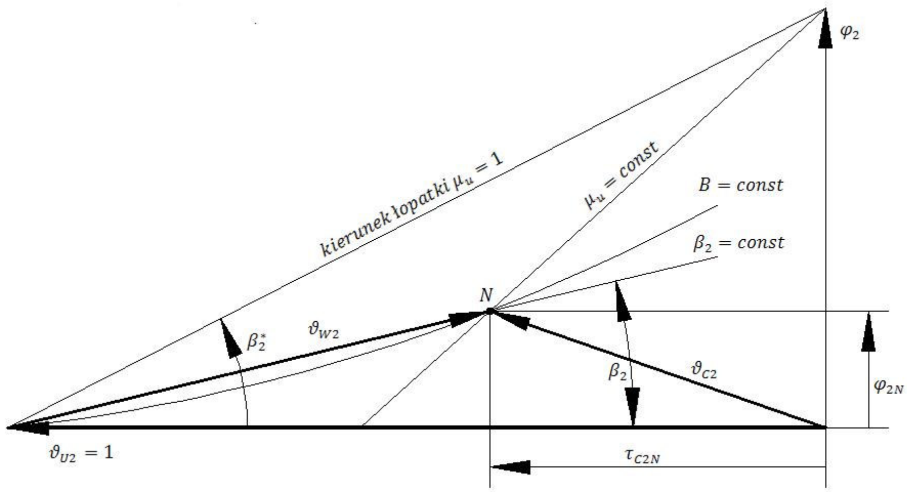
$t_{\acute{s}r}$ - średnia podziałka wirnika.

$$t_{\acute{s}r} = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2z} - \frac{1}{2}\left(\frac{s_1}{\sin\beta_1^*} + \frac{s_2}{\sin\beta_2^*}\right) \tag{4.45}$$

gdzie: z - liczba łopatek,

s_1, s_2 - grubość łopatki na wlocie i wylocie wirnika.

Pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe charakteryzują się szerokim zakresem pracy, w przypadku którego punkt obliczeniowy jest pojęciem umownym. Fakt ten powoduje, że interesujące jest określenie zmienności związków między kinematyką rzeczywistą zastępczej strugi a kinematyką teoretyczną w szerokim zakresie zmian wydajności cieczy przepływającej przez wirnik.



Rys. 4.12. Zmiana położenia wierzchołka wylotowego trójkąta prędkości podczas zmian wydajności dla hipotezy $B = const$, $\beta_2 = const$ i $\mu_2 = const$

Zgodnie z hipotezą B = *const* pracy wirnika w zmiennych warunkach, wierzchołek trójkąta prędkości przemieszcza się podczas zmian wydajności wzdłuż krzywej B = *const* (rys. 4.12). Na rysunku tym zaznaczono również przebieg przemieszczeń wierzchołka trójkąta prędkości dla hipotezy $\beta_2 = const$ i $\mu_u = const$. Zgodnie z hipotezą $\beta_2 = const$ kąt β_2 spływu cieczy z łopatki na wylocie z wirnika jest stały dla różnych wartości wydajności pompy.

Punkt N przecięcia linii obrazujących tory wierzchołka trójkąta dla hipotez $\beta_2 = const$, $\mu_u = const$ i B = *const* jest dla pompy nominalnym punktem pracy. W świetle badań [13, 52, 53, 62] żadna z wymienionych hipotez pracy wirnika w zmiennych warunkach nie jest słuszna w całym zakresie pracy pompy. Największe odchylenie wykazuje hipoteza $\mu_u = const$, zgodność w najszerszym przedziale daje hipoteza B = *const,* według której zmiana kąta β_2 jest określona następującą zależnością:

$$\beta_2 = (1 - B)\beta_2^* + B\beta_{02} \tag{4.46}$$

a uwzględniając zależność (4.42) we wzorze (4.46) otrzymuje się zależność (4.47):

$$\beta_2 = (1 - B)\beta_2^* + B\,arctg\,\varphi_2 \tag{4.47}$$

W związku z tym postać bezwymiarowej charakterystyki energii przekazanej cieczy w kanałach hydraulicznych wirnika jest określana wzorem:

$$\psi_u = 2\left\{1 - \varphi_2 ctg\left[(1 - B)\beta_2^* + B\,arctg\,\varphi_2\right]\right\} \tag{4.48}$$

Również w pozostałych zależnościach wiążących parametry geometryczne z kinematycznymi wirnika uwzględniana była hipoteza $B = const$.

4.3. Straty hydrauliczne w wirniku

Straty hydrauliczne w wirniku określane są w układzie wymiarowym zależnością [7, 13, 34]:

$$(\Delta p_s)_{0\text{-}2} = \zeta_W \frac{\rho}{2}\left[\left(u_2^2 - u_1^2\right) + \left(w_1^2 - w_2^2\right)\right] \tag{4.49}$$

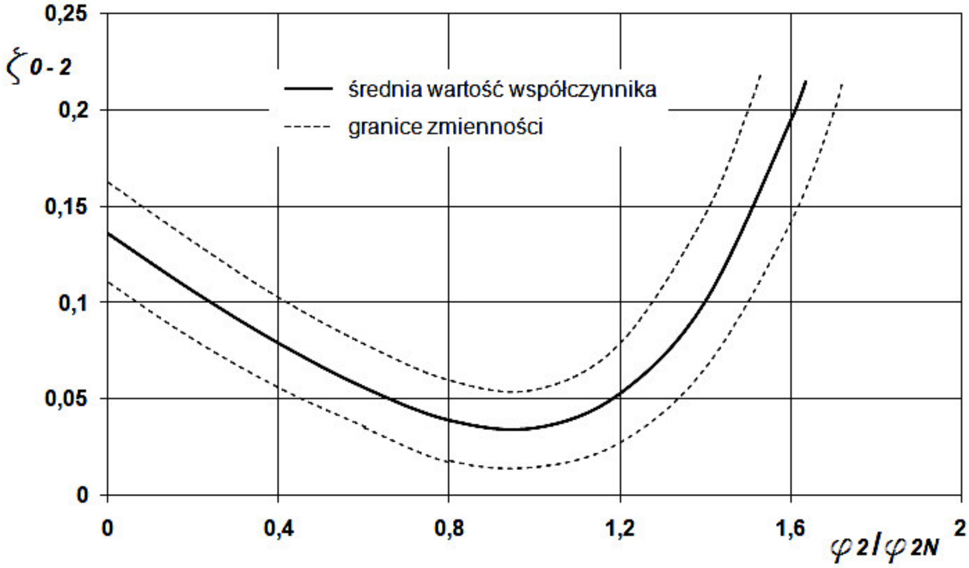
lub w układzie bezwymiarowym:

$$\psi_{s0-2} = \zeta_{0-2} \cdot \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{u_2^2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{u_2^2}\right) \tag{4.50}$$

gdzie: ς_{0-2} - współczynnik strat hydraulicznych przedstawiony na rys. 4.13 jako funkcja $\varsigma_{0-2}(\varphi_2 / \varphi_{2N})$,

w_1, w_2 - prędkość względna odpowiednio w przekroju kontrolnym 1 lub 2,

u_1, u_2 - prędkość unoszenia odpowiednio w przekroju kontrolnym 1 lub 2.



Rys. 4.13. Współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{0-2}(\varphi_2 / \varphi_{2N})$ wirnika

Przebieg krzywych $\varsigma_{0-2}(\varphi_2 / \varphi_{2N})$ dotyczy pomp o wyróżniku szybkobieżności w zakresie $n_q = 10 \div 30$.

Po odpowiednich przekształceniach równania (4.50) oraz uwzględnieniu zależności (2.1) i (2.2) otrzymuje się wzory określające:

- bezwymiarowy wskaźnik strat hydraulicznych:

$$\psi_{s0-2} = \zeta_{0-2} \cdot \{\psi_u - \frac{1}{4}\psi_u{}^2 - \varphi_2{}^2 \cdot [1 - (\frac{D_2 b_2 \mu_2}{D_1 b_1 \mu_1})^2]\} \tag{4.51}$$

- bezwymiarowy wskaźnik przyrostu ciśnienia statycznego w wirniku:

$$\Delta\psi_{0-2} = \psi_2 - \psi_0 = (1 - \zeta_{0-2}) \cdot (\psi_u - \frac{1}{4}\psi_u^2 - \varphi_2^2) + \\ + \varphi_2^2 \cdot (D_2 b_2 \mu_2)^2 \left[\frac{16}{(D_0^2 - d_p^2)^2} - \frac{\varsigma_{0-2}}{(D_1 \cdot b_1 \cdot \mu_1)^2} \right] \tag{4.52}$$

gdzie: ψ_2 - bezwymiarowy wskaźnik równoważny ciśnieniu statycznemu na wylocie z wirnika,

ψ_0 - bezwymiarowy wskaźnik równoważny ciśnieniu statycznemu na wlocie do wirnika,

ψ_u - bezwymiarowy wskaźnik przekazania energii przez wirnik przepływającej cieczy,

φ_2 - bezwymiarowy wskaźnik przepływu przez wirnik.

5. ELEMENTY DOPROWADZAJĄCE CIECZ DO WIRNIKA

Kształt kanałów przepływowych doprowadzających ciecz do wirnika ma decydujący wpływ na ciśnienie i rozkład prędkości na wlocie do wirnika. Straty przepływu w elementach wlotowych mają istotny wpływ na sprawność i nadwyżkę antykawitacyjną wirnika pompy jednostopniowej. W pompach wielostopniowych straty te mają mniejszy wpływ na sprawność całkowitą, ale mają wpływ na wirnik pompy pierwszego stopnia.

Na rys. 5.1 zostały przedstawione najczęściej spotykane rozwiązanie konstrukcyjne wlotów pomp.

Procedury projektowania kanałów hydraulicznych doprowadzających ciecz do wirnika pompy powinny uwzględniać:

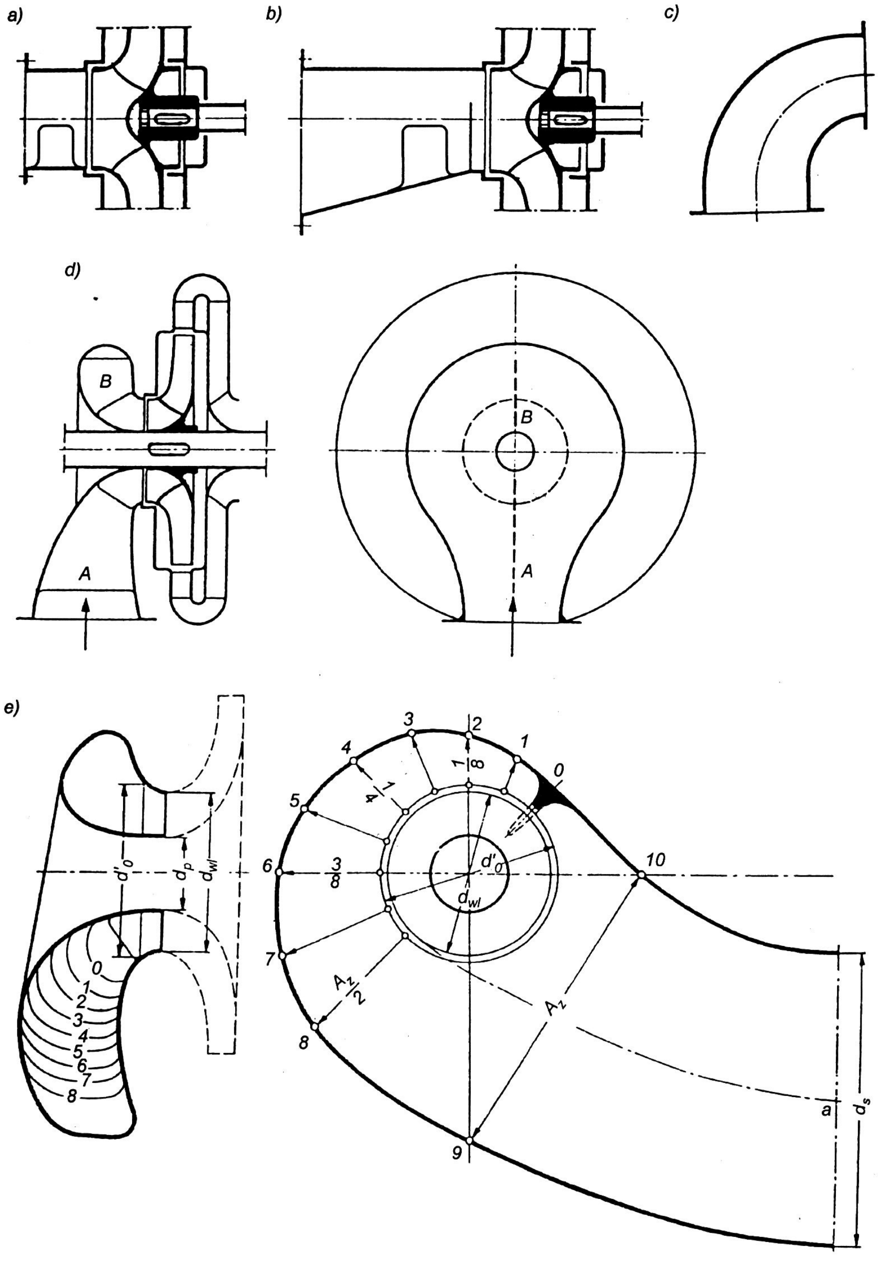
- płynną zmianę powierzchni przekroju między wlotem do pompy a wlotem do wirnika; takie zmiany przekroju powierzchni będą powodować płynny wzrost prędkości cieczy oraz wyrównany profil prędkości na wlocie do wirnika,
- umieszczenie promieniowego żebra (rys. 5.1d) zapobiegającego powstawaniu wstępnego zawirowania (prerotacji) cieczy,
- proporcje wymiarów głównych:
  1. średnice wlotowe króćców ssawnych d_s zgodne z zalecanymi przez normy dotyczące rurociągów,
  2. prędkości cieczy w króćcach ssawnych, zgodnie z (5.1), powinny zawierać się w podanych granicach

$$c_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{4Q}{\pi d_s^2} = 1 \div 3 \left[\frac{m}{s} \right] \tag{5.1}$$

  3. zaleca się, aby przekrój wlotowy króćca ssawnego A_s w stosunku do przekroju wlotowego wirnika A_w był o $(15 \div 25)\%$ większy.

W związku z coraz częstszymi aplikacjami metod optymalizacji, wykorzystującymi również metody obliczeń numerycznych [43], są również prowadzone prace nad poszukiwaniem optymalnych konstrukcji elementów doprowadzających ciecz do wirnika.

W [6] przedstawiono koncepcję optymalizacji sprawności i nadwyżki antykawitacyjnej stopnia wlotowego odśrodkowej pompy wielostopniowej lub jednostopniowej. Przedstawione w [8] badania wykazały że stopień wlotowy w pompach wielostopniowych obejmujących: komorę wlotową, wirnik, łopatkową kierownicę odśrodkową, łopatkową kierownicę dośrodkową ma mniejszą sprawność niż tak zwane stopnie środkowe pompy wielostopniowej (rys. 3.5).



Rys. 5.1. Schematy wybranych kanałów przepływowych doprowadzających ciecz do wirnika: a) króciec cylindryczny, b) króciec stożkowy, c) kolano redukcyjne, d) współśrodkowa komora dopływowa,
A, B - żebra zapobiegające zawirowaniu naturalnemu cieczy, e) spiralna komora dośrodkowa pompy dwustrumieniowej [28]

Udział w obniżeniu sprawności pompy przez sprawność stopnia pierwszego, zgodnie z równaniem (5.2), zależy od liczby stopni:

$$\eta = \frac{\eta_I + \sum_{i=3}^{n-2} \eta_i + \eta_k}{n} \tag{5.2}$$

gdzie: η_I - sprawność stopnia pierwszego,

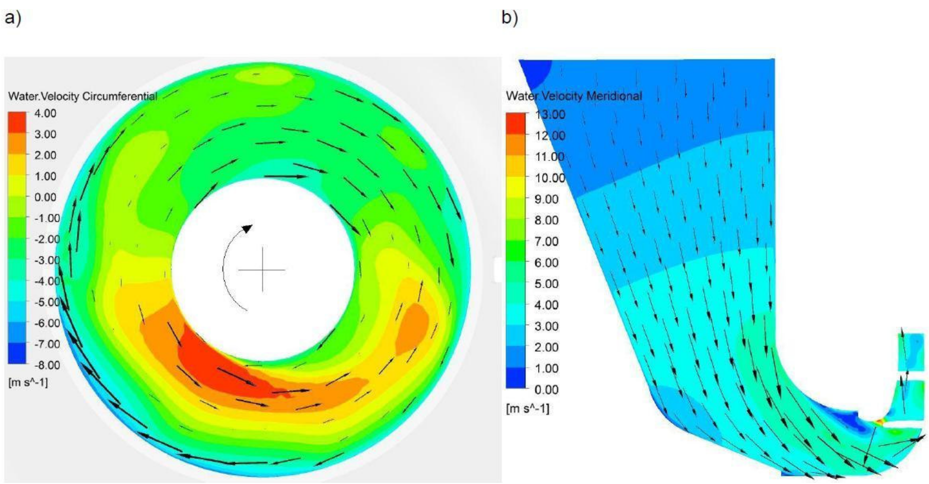
η_i - sprawność stopnia środkowego,

η_k - sprawność stopnia wylotowego (końcowego),

n - liczba stopni.

Przyczynami obniżonej sprawności stopnia pierwszego pompy wielostopniowej w stosunku do pozostałych stopni są:

- wymagania dotyczące nadwyżki antykawitacyjnej,
- nierównomierny rozkład prędkości cieczy na wlocie do wirnika pierwszego stopnia zarówno co do kierunku, jak i wartości; na części obwodu ciecz ma składowe obwodowe prędkości bezwzględnej przed wlotem na łopatki wirnika zgodne z kierunkiem wirowania, a w drugiej części w kierunku przeciwnym (rys. 5.2).



Rys. 5.2. Rozkład prędkości w komorze wlotowej pompy odśrodkowej wielostopniowej: a) składowe obwodowe na wlocie do wirnika stopnia pierwszego, b) składowe merydionalne [6]

Realizacja minimalnej nadwyżki antykawitacyjnej, pozostająca w ścisłym związku z warunkami zabudowy pompy (wysokość ssania lub napływu, długość rurociągu ssawnego, liczba elementów specjalnych w rurociągu ssawnym itp.), wymaga uzgodnienia parametrów geometrycznych komory wlotowej oraz wieńca łopatkowego na wlocie do wirnika.

Z kolei parametry wlotowe wieńca łopatkowego wirnika mają wpływ na jego sprawność. Wybór optymalnego rozwiązania wymaga uzgodnienia geometrii komory wlotowej, jak i wirnika w aspekcie realizacji minimalnej z możliwej nadwyżki antykawitacyjnej oraz maksymalnej z możliwych sprawności pierwszego stopnia pompy. Wymaga to obecnie stosowania w metodach projektowania tych elementów metod optymalizacji konstrukcji [43].

6. ELEMENTY ODPROWADZAJĄCE CIECZ

W związku z tym, że ciecz wypływająca z wirnika ma prędkość znacznie większą niż wymagana w rurociągu tłocznym, prędkość ta musi być zmniejszona, a energia kinetyczna z nią związana zamieniona na energię ciśnienia z możliwie małymi stratami hydraulicznymi. Do tego celu służą zainstalowane za wirnikiem w pompach odśrodkowych wielostopniowych następujące elementy: kierownica bezłopatkowa, łopatkowa kierownica odśrodkowa, przewał, łopatkowa kierownica dośrodkowa (rys. 3.5). Za kierownicą ostatniego stopnia pompy wielostopniowej znajdują się kanały zbiorcze.

W pompach monoblokowych jednostopniowych za wirnikiem może znajdować się kierownica bezłopatkowa, z której ciecz wpływa do łopatkowej kierownicy promieniowo-osiowej, a następnie do przestrzeni między płaszczem zewnętrznym pompy a płaszczem zewnętrznym napędowego silnika elektrycznego, skąd króćcem tłocznym wpływa do rurociągu tłocznego (rys. 3.4). W rozwiązaniu pokazanym na rys. 7.1 ciecz z wirnika wpływa do kierownicy spiralnej.

W przeciwieństwie do wirników, szczególnie trudne jest zaprojektowanie, na podstawie literatury, optymalnych energetycznie kierownic odśrodkowych łopatkowych, i to zarówno ze względu na sposób ustalania ich podstawowych wymiarów oraz kształtowania układów łopatkowych, jak również określania parametrów energetycznych i wyznaczania strat hydraulicznych.

Na wlocie do łopatkowej kierownicy odśrodkowej i wylocie z łopatkowej kierownicy dośrodkowej problemy obliczeniowe i pomiarowe dotyczące wlotu i wylotu wynikają z wzajemnego oddziaływania wirujących i nieruchomych elementów stopni pompy.

Przepływ przez nieruchome elementy stopnia pomp i sprężarek wielostopniowych oraz ich wzajemne oddziaływanie z wirnikiem było przedmiotem licznych prac badawczych [2, 4, 8, 21, 44, 59, 60].

Kinematyka przepływu, straty przepływowe oraz schematy konstrukcji kanałów nieruchomych elementów odprowadzających ciecz z wirnika omówione zostaną w kolejnych rozdziałach.

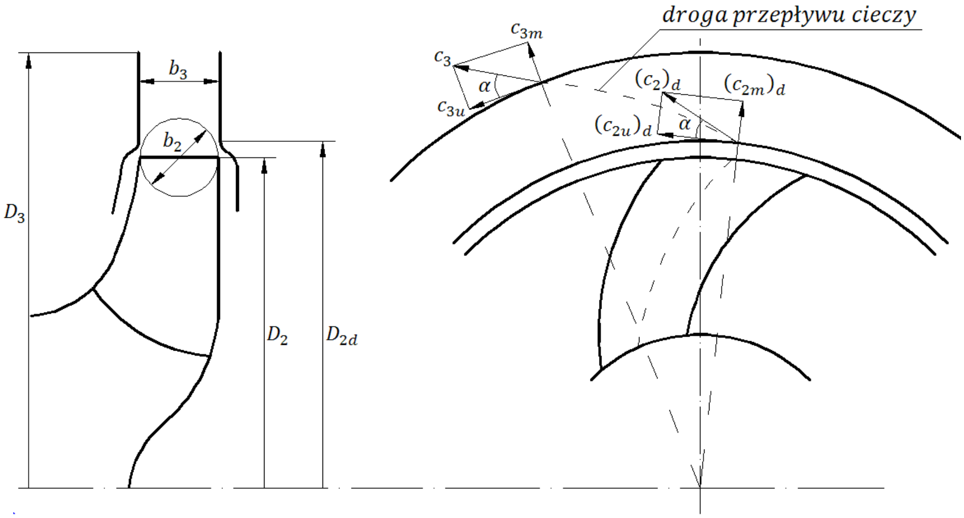
6.1. Kierownica bezłopatkowa

6.1.1. Kinematyka przepływu przez kierownicę bezłopatkową

Kierownica bezłopatkowa jest równoległotarczowym elementem o stosunkowo małej różnicy średnic, obejmującym przestrzeń pomiędzy przekrojami kontrolnymi 2-3 (rys. 3.2).

Napływająca do kierownicy ciecz z wirnika posiada zróżnicowane pole prędkości i ciśnień, a skończona grubość łopatek wirnika wywołuje ślady załopatkowe oraz pulsacje przepływu wynikające z wzajemnego oddziaływania łopatek wirnika i łopatkowej kierownicy odśrodkowej stanowiącej kolejny element przepływowy.

Na rys. 6.1 została przedstawiona geometria i kinematyka przepływu w kierownicy bezłopatkowej.



Rys. 6.1. Bezłopatkowa kierownica odśrodkowa - główne wymiary oraz kinematyka na wlocie i wylocie

Ze względu na niewielką odległość między wirnikiem a kierownicą można założyć, że:

$$R_{2d} \cong R_2; (c_{2u})_d \cong c_{2u}; (c_{2m})_d \cong c_{2m} \tag{6.1}$$

Dla określenia parametrów przepływowych na wlocie i wylocie kierownicy bezłopatkowej wykorzystuje się:

- równanie ciągłości:

$$\pi D_2 b_2 c_{2m} = \pi D_3 b_3 c_{3m} \tag{6.2}$$

skąd:

$$c_{3m} = \frac{R_2}{R_3} c_{2m} \tag{6.3}$$

- równanie stałego krętu $Rc_u = const$:

$$R_2 c_{2u} = R_3 c_{3u} \tag{6.4}$$

$$c_{3u} = \frac{R_2}{R_3} c_{2u} \tag{6.5}$$

W związku z tym kąt napływu cieczy do kierownicy bezłopatkowej i wypływu określa wzór:

$$tg\alpha = \frac{c_{2m}}{c_{2u}} = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = const \tag{6.6}$$

Z wzoru (6.6) wynika, że cząstki cieczy w kierownicy bezłopatkowej poruszają się po spirali logarytmicznej, charakterystycznej dla przepływu potencjalnego. Dla rzeczywistej cieczy charakteryzującej się określoną lepkością powodującą zmniejszanie prędkości c_{3u}, wartość kąta wypływu będzie większa niż w przepływie potencjalnym.

Łatwo zauważyć, że długość toru cząstek zależy od wartości prędkości merydionalnej c_{2m}. Im mniejsza wartość c_{2m}, tym droga cząstki w obszarze kierownicy bezłopatkowej jest większa. Z kolei wiadomo, że straty hydrauliczne są funkcją długości toru cząstek; dlatego powinno się ograniczać wymiary promieniowe kierownicy bezłopatkowej do niezbędnego minimum wynikającego z konstrukcji pomp.

6.1.2. Straty hydrauliczne w przepływie przez kierownicę bezłopatkową

Bezwymiarowe równanie bilansu energii dla kierownicy bezłopatkowej ma postać:

$$\psi_2 + \frac{c_2^2}{u_2^2} = \psi_3 + \frac{c_3^2}{u_2^2} + \psi_{s2-3} \tag{6.7}$$

gdzie: ψ_{s2-3} - bezwymiarowy wskaźnik strat hydraulicznych w kierownicy bezłopatkowej,

ψ_2 - bezwymiarowy wskaźnik ciśnienia statycznego na wlocie do kierownicy bezłopatkowej,

ψ_3 - bezwymiarowy wskaźnik ciśnienia statycznego na wylocie z kierownicy bezłopatkowej,

c_2 - prędkość bezwzględna w przekroju 2:

$$c_2 = c_{2u}^2 + c_{2m}^2 \tag{6.8}$$

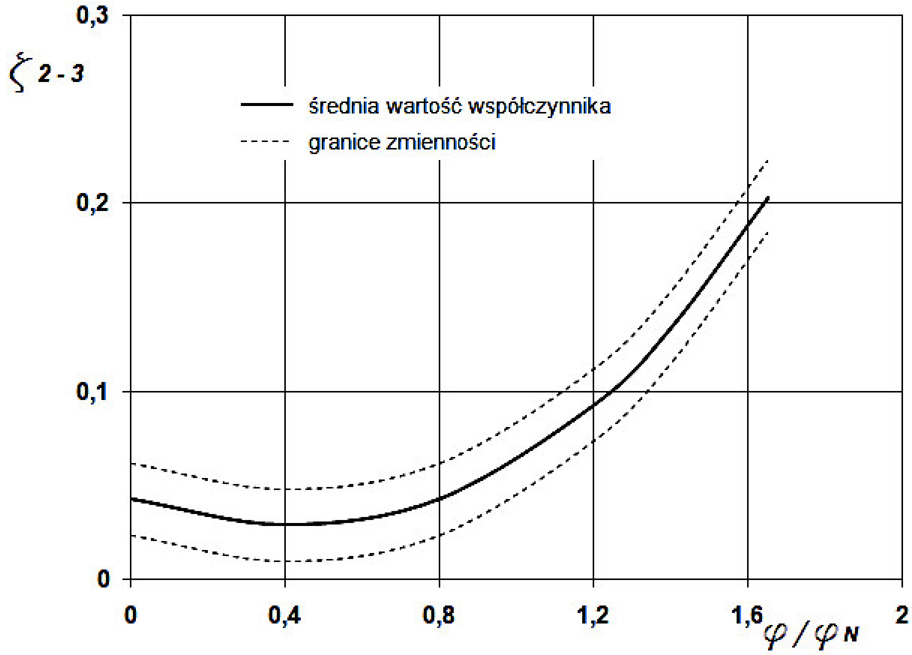
c_3 - prędkość cieczy w przekroju kontrolnym 3:

$$c_3 = c_{3u}^2 + c_{3m}^2 \tag{6.9}$$

Straty hydrauliczne [63] w równaniu (6.7) wyrażają się wzorem:

$$\psi_{s2-3} = \zeta_{2-3} \cdot \frac{c_2^2}{u_2^2} \tag{6.10}$$

Występujący w powyższych równaniach współczynnik strat hydraulicznych ζ_{2-3}, odnoszący się do kierownicy bezłopatkowej, przedstawiono na rys. 6.3.



Rys. 6.2. Współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{2-3}(\varphi / \varphi_N)$ kierownicy bezłopatkowej

Przebieg krzywych $\varsigma_{2-3}(\varphi / \varphi_N)$ dotyczy pomp o wyróżniku szybkobieżności w zakresie $n_q = 10 \div 30$.

Uwzględniając w równaniu (6.10) zależności (2.1) i (2.2) oraz dokonując przekształceń tych zależności, otrzymuje się wzór na bezwymiarowy wskaźnik strat:

$$\psi_{s2-3} = \zeta_{2-3} \cdot \left(\frac{1}{4} \psi_u{}^2 + \varphi_2{}^2 \right) \tag{6.11}$$

Znajomość wartości współczynnika ζ_{2-3} umożliwia wyznaczenie bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego z zależności:

$$\Delta\psi_{2-3} = \psi_3 - \psi_2 =$$

$$= (1-\varsigma_{2-3})\cdot(\varphi_2{}^2 + \frac{1}{4}\psi_u{}^2) - \frac{1}{4}\psi_u{}^2 \cdot \frac{D_2^2}{D_3^2} - \varphi_K{}^2\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_3\cdot b_3\cdot\mu_3}\right)^2 \tag{6.12}$$

gdzie: φ_2 - bezwymiarowy wskaźnik przepływu przez wirnik,

ψ_u - bezwymiarowy wskaźnik podnoszenia pompy wynikający z równania Eulera dla rzeczywistego przepływu,

φ_K - bezwymiarowy wskaźnik przepływu przez kierownicę bezłopatkową.

6.2. Łopatkowa kierownica odśrodkowa

6.2.1. Kinematyka przepływu przez łopatkową kierownicę odśrodkową

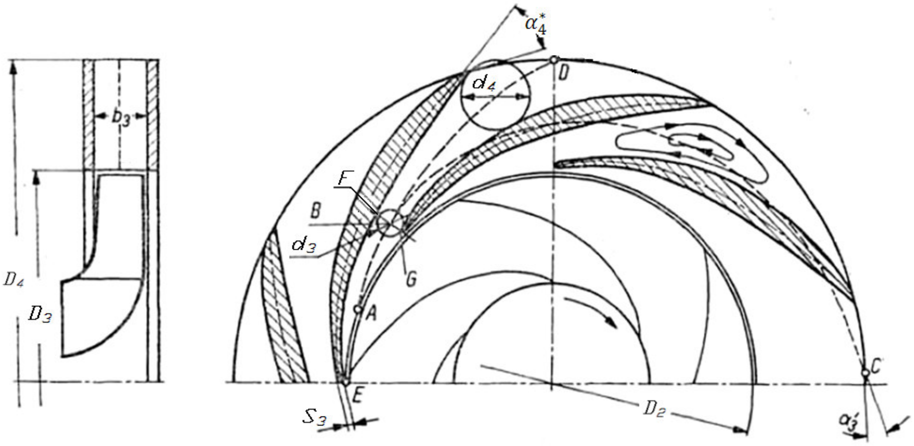
Łopatkowa kierownica odśrodkowa zawarta między przekrojami kontrolnymi 3-4 (rys. 3.2) stanowi podstawowy element zamiany energii kinetycznej, jaką ma ciecz po wyjściu z wirnika i uporządkowaniu przepływu w kierownicy bezłopatkowej, na przyrost ciśnienia statycznego przy możliwie najmniejszych stratach.

Kierownica odśrodkowa łopatkowa składa się z dwóch tarcz, które często mogą być równoległe oraz szeregu symetrycznie rozmieszczonych łopatek tworzących rozszerzające się kanały (rys. 6.3).

W klasycznych łopatkowych kierownicach odśrodkowych pomp wyróżnione są dwa obszary. Obszar wlotu, projektowany na podstawie zasad i kryteriów stosowanych w projektowaniu kolektorów spiralnych, oraz obszar dyfuzorowy z częścią wylotową, projektowany na podstawie kryteriów dotyczących tego typu kanałów przeniesionych z wieńców łopatkowych.

Strona wklęsła łopatki kierownic odśrodkowych stanowi więc najczęściej połączenie spirali logarytmicznej z linią prostą wyprowadzoną pod kątem konstrukcyjnym, będącym głównie konsekwencją przyjętej liczby łopatek i stosunku średnicy wylotowej do średnicy wlotowej kierownicy. Strona wypukła jest zwykle linią jedno- lub dwułukową o kątach znacznie większych od kątów strony wklęsłej, co stanowi problem w jednoznacznej ocenie parametrów wylotowych tego elementu.

Podstawowym kryterium oceny łopatkowej kierownicy odśrodkowej jest płynność przekroju hydraulicznego oraz wartości przekroju $A = a_3 \cdot b_3$ (rys. 6.3) pomiędzy częścią spiralną i kanałem międzyłopatkowym.



Rys. 6.3. Łopatkowa kierownica odśrodkowa - główne wymiary

W przypadku kierownicy bezłopatkowej torem cząsteczki byłaby spirala logarytmiczna o stałym kącie nachylenia α_3' (krzywa ABC na rys. 6.3). Zadaniem łopatek kierowniczych jest skrócenie toru cząsteczki i zwiększenie kąta $\alpha_4^* > \alpha_3'$. W obszarze EFG, otwartym od strony wirnika, łopatki nie oddziałują na ciecz, dlatego torem każdej cząstki cieczy jest spirala logarytmiczna wyrażona wzorem:

$$\vartheta tg\,\alpha_3 = \ln\frac{r}{r_3} \tag{6.13}$$

Z tego równania wynika teoretyczny kształt łopatek kierownicy do obszaru, gdzie zaczyna się kanał zamknięty (na rys. 6.3 od E do F).

Od przekroju FG zaczyna się kanał zamknięty i od tego miejsca można zmieniać wartość i kierunek prędkości, aż do przekroju wylotowego o szerokości a_4 (tor BD).

Projektując łopatkową kierownicę odśrodkową, trzeba przyjąć:

- średnicę wlotu na łopatki D_3,
- średnicę zewnętrzną kierownicy D_4,
- szerokość kierownicy na wlocie b_3,
- szerokość kierownicy na wylocie b_4,
- liczbę łopatek kierownicy z_K,
- grubość łopatki na wlocie s_3,
- grubość łopatki na wylocie s_4,

- współczynnik przesłonięcia wlotu μ_3 wynikający z poniższych założeń (6.22),
- współczynnik kontrakcji $\chi_3 = 1,4 \div 1,8$.

Główne wymiary kierownicy na podstawie doświadczeń przyjmuje się zazwyczaj następująco:

- stosunek średnicy zewnętrznej kierownicy odśrodkowej do wirnika:

$$\frac{D_4}{D_2} \cong 1,4 \tag{6.14}$$

- odległość między łopatkami wirnika a łopatkami kierownicy odśrodkowej:

$$\Delta r = \frac{D_3 - D_2}{2} = 1 \div 6[mm] \tag{6.15}$$

- szerokość wlotu kierownicy odśrodkowej w przekroju merydionalnym:

$$b_3 = b_2 + (0,01 \div 0,05)D_2 \tag{6.16}$$

Procedura obliczeń prędkości na wlocie i wylocie łopatek kierowniczych jest następująca:

- składowa merydionalna prędkości bezwzględnej po wypływie z wirnika:

$$c_{m2} = \frac{Q_W}{\pi D_2 b_2} \tag{6.17}$$

gdzie: Q_W - wydajność cieczy przepływającej przez wirnik (rozdział 9).

- składowa obwodowa prędkości bezwzględnej po wypływie z wirnika przy założeniu $c_{1u} = 0$:

$$c_{u2} = \frac{gH}{\eta_h u_2} \tag{6.18}$$

gdzie: u_2 - prędkość obwodowa na wypływie z wirnika wynika z wzoru (4.23),
η_h - sprawność hydrauliczna pompy.

Sprawność hydrauliczną określa się z zależności podanej przez Łomakina [40]:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log_{d1zr} - 0.172)^2} \tag{6.19}$$

gdzie: d_{1zr} - średnica zredukowana obliczona na podstawie zależności Suchanowa [66]:

$$d_{1zr} = (4{,}0 \div 4{,}5)10^3 \sqrt[3]{\frac{Q_N}{n}} \tag{6.20}$$

- kąt pochylenia prędkości bezwzględnej na wypływie z wirnika:

$$\alpha_2 = arctg\left(\frac{c_{m2}}{c_{u2}}\right) \tag{6.21}$$

- współczynnik przesłonięcia przekroju wlotowego kierownicy wynikający ze skończonej grubości łopatek:

$$\mu_3 = \frac{\pi D_3}{\pi D_3 - \frac{z_K s_3}{\sin \alpha_2}} \tag{6.22}$$

- strumień objętości cieczy płynącej przez kierownicę:

$$Q_K = Q_W - \Delta Q_{up} \tag{6.23}$$

gdzie: ΔQ_{up} - przeciek przez uszczelnienie przednie wirnika (rozdział 9),

- składowa obwodowa:

$$c_{u3} = \frac{c_{u2} r_2}{r_3} \tag{6.24}$$

- składowa merydionalna:

$$c_{m3} = \frac{\mu_2 Q_K}{\pi D_3 b_3} \tag{6.25}$$

Kąt pochylenia prędkości bezwzględnej przed wlotem na łopatki kierownicy:

$$\alpha_3 = arctg\left(\frac{c_{m3}}{c_{u3}}\right) \tag{6.26}$$

Kąt nachylenia łopatki na wlocie kierownicy:

$$\alpha_3^* = arctg\left(\chi_3 \mu_3 tg\alpha_3\right) \tag{6.27}$$

Sprawdzenie współczynnika przesłonięcia wlotu:

$$\mu_3 = \frac{\pi D_3}{\pi D_3 - \frac{z_K s_3}{\sin \alpha_3}} \tag{6.28}$$

Korzystając z wzoru (6.13), można wyznaczyć kształt wlotowej części łopatki kierownicy, która jest spiralą logarytmiczną:

$$\vartheta = \frac{1}{tg\alpha_3} \ln\left(\frac{r}{r_3}\right) \tag{6.29}$$

Jak wykazały badania [39] większy wpływ na sprawność pompy ma wartość pola A_3 na wejściu do kanału międzyłopatkowego kierownicy niż kąt nachylenia łopatki α_3^*. Pole A_3 stanowi zatem wielkość podstawową do obliczenia wymiarów kierownicy i powinno mieć kształt zbliżony do kwadratu. Najprostsza metoda obliczenia pola A_3 polega na przyjęciu początkowego odcinka łopatki kierownicy za część spiralnego kanału zbiorczego, wówczas:

$$A_3 = \frac{A_{360}}{z_K} \tag{6.30}$$

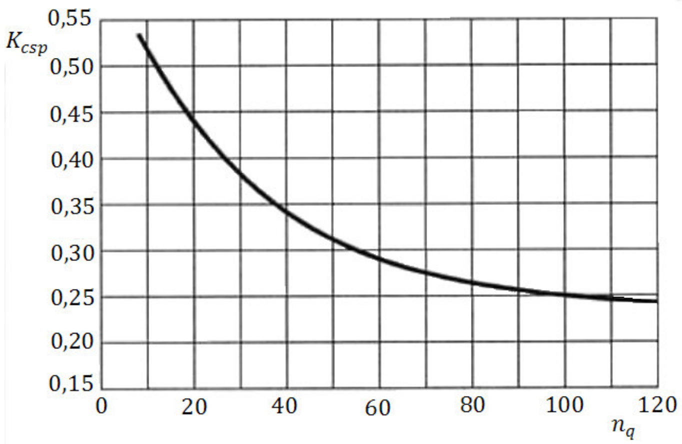
gdzie: A_{360} - sumaryczne pole powierzchni spiralnych odcinków wlotowych:

$$A_{360} = \frac{Q_K}{c_{sp}} \tag{6.31}$$

c_{sp} - prędkość przepływu cieczy w przekroju wlotowym kierownicy:

$$c_{sp} = K_{csp}\sqrt{2gH_N} \tag{6.32}$$

K_{csp} - współczynnik eksperymentalny wyznaczony z wykresu:



Rys. 6.4. Zależność współczynnika K_{csp} od wyróżnika n_q wg A.J. Stepanoffa [64]

lub określony poniższym wzorem (6.33) wg W. Jędrala [28, 39] na podstawie [64]:

$$K_{csp} = \frac{3{,}6}{n_q^{0{,}75}} + 8 \cdot 10^{-4} n_q \tag{6.33}$$

Następnie wyznacza się wysokość spiralnej części kanału w przekroju poprzecznym dla założonej szerokości b_3 kierownicy odśrodkowej

$$a_3 = \frac{A_3}{b_3} \tag{6.34}$$

Teoretyczna średnia prędkość wypływu cieczy z łopatkowej kierownicy odśrodkowej:

- teoretyczna prędkość bezwzględna:

$$c_4^* = \frac{Q_k}{z_k A_4} \tag{6.35}$$

- składowa obwodowa teoretycznej prędkości cieczy:

$$c_{u4}^* = c_4^* \cos \alpha_4^* \tag{6.36}$$

- składowa merydionalna teoretycznej prędkości cieczy:

$$c_{m4} = c_4^* \sin \alpha_4^* \tag{6.37}$$

W celu obliczenia średnich rzeczywistych prędkości na wylocie kierownicy należy, podobnie jak w wirniku, wyznaczyć współczynnik poprawkowy:

$$p_K = \frac{\psi_K r_4^2}{z_K M_{st}} \tag{6.38}$$

gdzie: ψ_K - współczynnik eksperymentalny:

$$\psi_K = 0{,}6\left(1 + \sin \alpha_4^*\right) \tag{6.39}$$

M_{st} - moment statyczny środkowej linii prądu łopatkowej kierownicy odśrodkowej w przekroju merydionalnym:

$$M_{st} = \frac{1}{2}\left(r_4^2 - r_3^2\right) \tag{6.40}$$

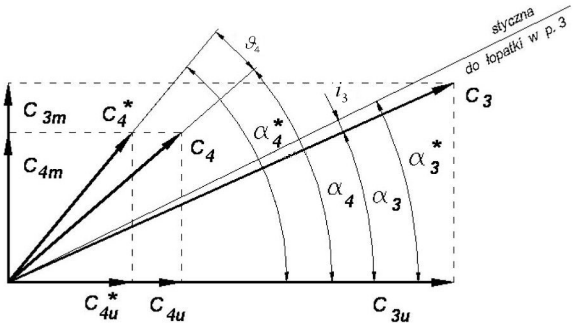
Rzeczywista składowa obwodowa prędkości cieczy:

$$c_{u4} = \frac{1}{1+p_K}\left(c_4^* + p_K \frac{r_3}{r_4} c_{u3}\right) \tag{6.41}$$

Ze względu na odchylenie strumienia na spływie z łopatek rzeczywisty kąt α_4 będzie mniejszy od kąta α_4^* łopatki i wyniesie:

$$\alpha_4 = arctg\left(\frac{c_{m4}}{c_{u4}}\right) \tag{6.42}$$

Kinematykę przepływu jednowymiarowego przez łopatkową kierownicę odśrodkową przedstawiono na rys. 6.5.



Rys. 6.5. Kinematyka przepływu cieczy przez łopatkową kierownicę odśrodkową
Wlot - przekrój 3, wylot - przekrój 4

Zgodnie z rys. 6.5 i_3 - kąt natarcia na wlocie na łopatki kierownicy równa się:

$$i_3 = \alpha_3^* - \alpha_3 \tag{6.43}$$

ϑ_4 - kąt odchylenia strugi od kierunku łopatki na wylocie z kierownicy (rys. 6.5).

6.2.2. Straty hydrauliczne w przepływie przez łopatkową kierownicę odśrodkową

Bezwymiarowe równanie bilansu energii dla odśrodkowej kierownicy łopatkowej ma postać:

$$\psi_3 + \frac{c_3^2}{u_2^2} = \psi_4 + \frac{c_4^2}{u_2^2} + \psi_{s3-4} \tag{6.44}$$

gdzie: ψ_4 - bezwymiarowy wskaźnik ciśnienia statycznego w przekroju kontrolnym *4*,

c_4 - prędkość cieczy na wylocie z łopatkowej kierownicy odśrodkowej:

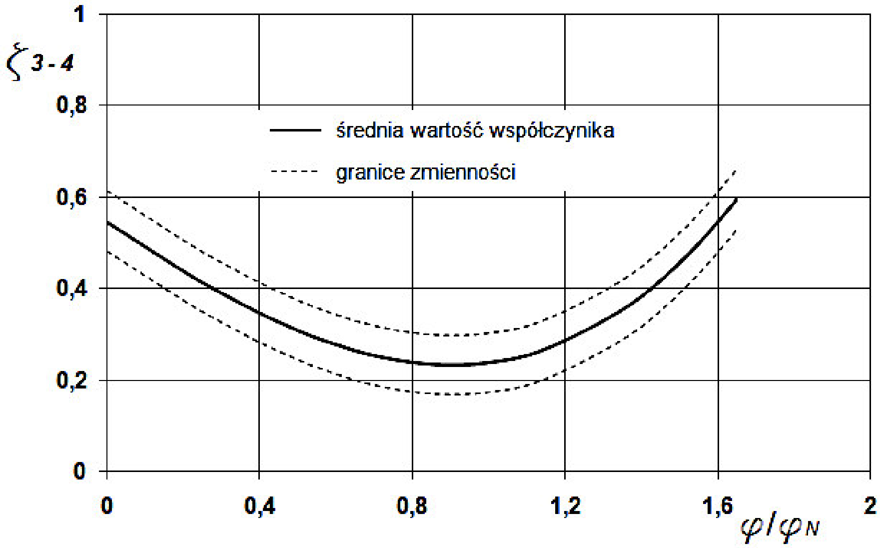
$$c_4 = c_{4u}^2 + c_{4m}^2 \tag{6.45}$$

ψ_{s3-4} - straty hydrauliczne w odśrodkowej kierownicy łopatkowej.

Straty hydrauliczne w równaniu (6.44) są wyznaczane z wzoru:

$$\psi_{s3-4} = \zeta_{3-4} \cdot \frac{c_3^2}{u_2^2} \tag{6.46}$$

gdzie: ζ_{3-4} - współczynnik strat został przedstawiony na rys. 6.6.



Rys. 6.6. Współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{3-4}(\varphi / \varphi_N)$ odśrodkowej kierownicy łopatkowej

Przebieg krzywych $\varsigma_{3-4}(\varphi / \varphi_N)$ dotyczy pomp o wyróżniku szybkobieżności w zakresie $n_q = 10 \div 30$.

Uwzględniając w równaniu (6.46) zależność (2.1) i (2.2) oraz dokonując przekształceń tych zależności, otrzymuje się równanie strat hydraulicznych w postaci:

$$\psi_{s3-4} = \zeta_{3-4} \cdot \varphi_K^{\ 2} \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3 \cdot \sin \alpha_3} \right)^2 \tag{6.47}$$

Znajomość współczynników strat umożliwia wyznaczenie bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego w kierownicy odśrodkowej:

$$\Delta\psi_{3-4} = \psi_4 - \psi_3 = \varphi_K^{\ 2} \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3 \cdot \sin\alpha_3} \right)^2 + \\ - \left[(1 - \zeta_{3-4}) \cdot \left(\frac{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3 \cdot \sin\alpha_3}{D_4 \cdot b_4 \cdot \mu_4 \cdot \sin\alpha_4} \right)^2 \right] \tag{6.48}$$

Równania bilansu energii i strat hydraulicznych wraz z równaniem ciągłości przepływu pozwalają dobrać główne wymiary konstrukcyjne oraz wyznaczyć parametry hydrauliczne na wlocie i wylocie z łopatkowej kierownicy odśrodkowej. O możliwości realizacji ustalonych parametrów hydraulicznych w rozpatrywanych przekrojach kontrolnych (3-4) decyduje ukształtowanie kanałów na drodze przepływu cieczy zarówno w płaszczyźnie merydionalnej, jak i w płaszczyźnie prostopadłej do osi pompy. Wzajemna relacja pomiędzy tymi przekrojami jest szczególnie ważna w odśrodkowych kierownicach łopatkowych, w których dla zapewnienia przepływu z jak najmniejszymi stratami, bez zawirowań i oderwań cieczy, kształt kanałów w płaszczyźnie merydionalnej musi być powiązany z ukształtowaniem łopatki i kanałów w płaszczyźnie prostopadłej do osi pompy. Usprawnieniem procesu projektowania kanałów i układów łopatkowych na drodze obliczeń analitycznych, zapewniającym realizację założonych parametrów hydraulicznych, są dwie metody przedstawione w [59], których założenia zostały przedstawione w kolejnych rozdziałach monografii.

6.3. Metodyka analitycznego projektowania łopatkowej kierownicy odśrodkowej

Zaproponowana w [59] metoda analityczna projektowania kierownic odśrodkowych umożliwia poszukiwanie optymalnej geometrii układów łopatkowych kierownicy odśrodkowej z wykorzystaniem technik komputerowych. Dla kształtowania kanałów międzyłopatkowych kierownicy założono, że przepływ odbywa się:

- z żądanym rozkładem teoretycznym prędkości średniej – wariant I,
- według przyjętej zmiany krętu teoretycznego – wariant II.

Realizacja założeń umożliwiła określenie dla obu wariantów:

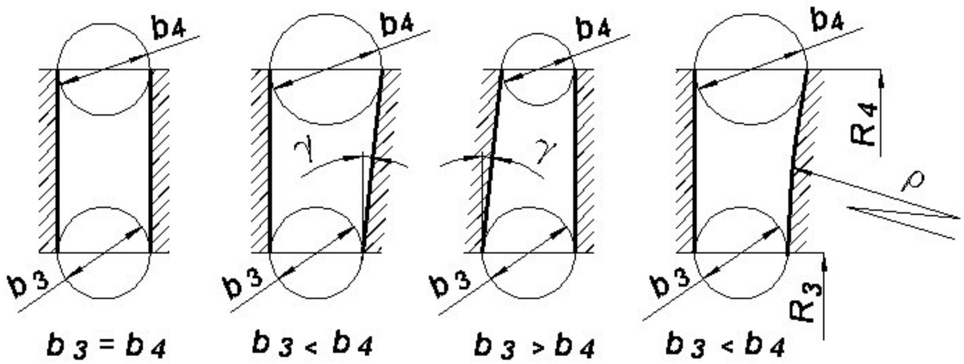
- szerokości kanału hydraulicznego w przekroju merydionalnym,
- współczynnika powierzchni przekroju przepływowego kanału kierownicy,
- teoretycznej składowej obwodowej prędkości i kąta konstrukcyjnego łopatki,
- współrzędnych biegunowych łopatki.

Poniżej podano jedynie założenia, a w algorytmie metody projektowania stopni odśrodkowych pomp wielostopniowych o żądanej charakterystyce przepływu (rozdział 9) pozostałe wzory w końcowej postaci.

WARIANT I – Żądany rozkład teoretyczny składowej obwodowej prędkości cieczy $c_u(R)$

6.3.1. Szerokość kanału hydraulicznego w przekroju merydionalnym

W przekroju merydionalnym, kanały kierownicy odśrodkowej mogą charakteryzować się stałą szerokością $b = b_3 = b_4$ lub zmieniającą się w taki sposób, że jedna z tarcz (zwykle po stronie tłocznej pompy) odchylona jest od pionu pod pewnym katem γ $(\gamma = 2^0 \div 6^0)$, tworząc powierzchnię stożkową. Spotykane są również kierownice odśrodkowe, których powierzchnia wewnętrzna ograniczająca przekrój merydionalny po stronie tłocznej stanowi fragment czaszy kulistej o bardzo dużym promieniu ρ (rys. 6.7).



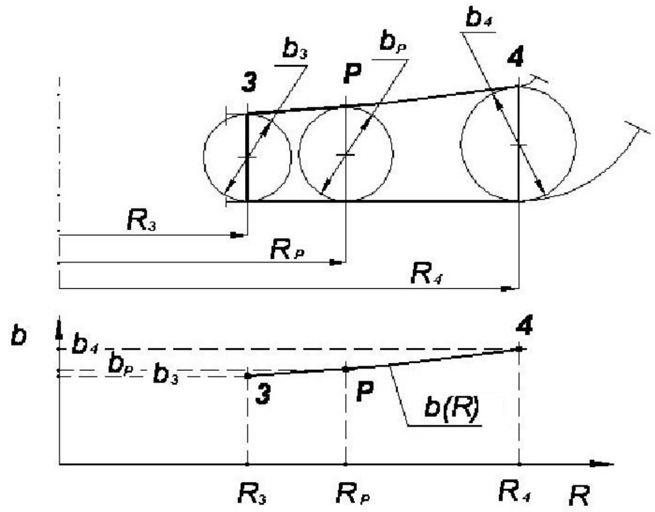
Rys. 6.7. Stosowane w praktyce kształty przekroju merydionalnego odśrodkowych kierownic łopatkowych

Przyjęto, że zmianę szerokości b kanału kierownicy odśrodkowej w funkcji promienia R można w ogólnym przypadku przedstawić za pomocą równania:

$$b = k_{2b} R^2 + k_{1b} R + k_{0b} \tag{6.49}$$

gdzie: k_{2b}, k_{1b}, k_{0b} - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$\begin{aligned} b &= b_3 \text{ dla } R = R_3 \\ b &= b_P \text{ dla } R = R_P \\ b &= b_4 \text{ dla } R = R_4 \end{aligned} \tag{6.50}$$



Rys. 6.8. Zarys przekroju merydionalnego i zależność $b(R)$

Punkt P o współrzędnych (b_P, R_P) zawartych w granicach:

$$R_3 \leq R_P \leq R_4$$
$$b_3 \leq b_P \leq b_4 \tag{6.51}$$

(choć, jak wynika z rys. 6.7, możliwe są rozwiązania, w których $b_3 > b_P > b_4$) stanowi punkt pomocniczy, dobrany w taki sposób, aby otrzymać w rezultacie odpowiedni przekrój merydionalny odśrodkowej kierownicy łopatkowej.

W praktyce wygodniej jest posługiwać się bezwymiarową szerokością kanału kierownicy $\overline{b} = \dfrac{b}{b_3}$ oraz bezwymiarowym promieniem kierownicy $\overline{R} = \dfrac{R}{R_3}$.

Wobec tego równanie (6.49) przyjmuje postać:

$$\overline{b} = K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b} \tag{6.52}$$

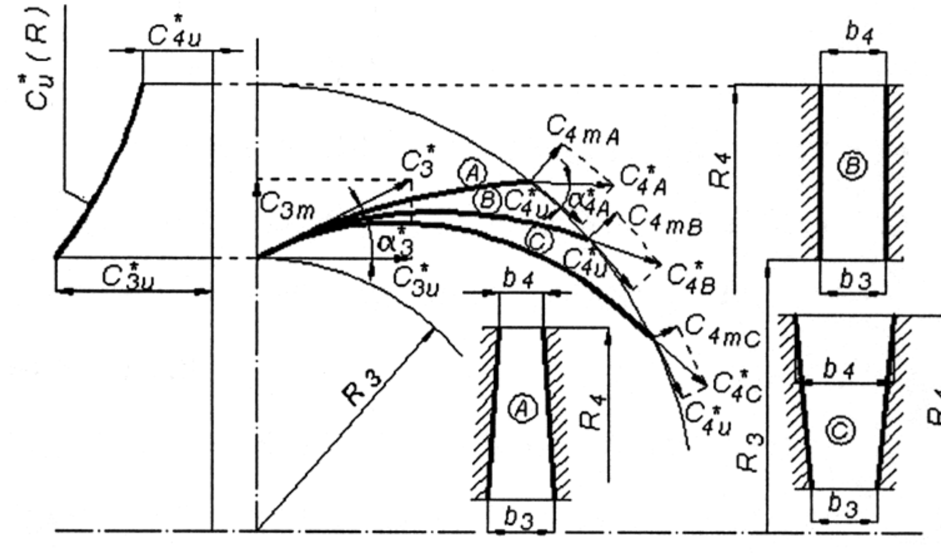
Dla najczęściej stosowanej w praktyce prostoliniowej zależności $\overline{b}(\overline{R})$ musi być spełniony warunek:

$$\overline{b}_P = \frac{\overline{b}_4 - 1}{\overline{R}_4 - 1}(\overline{R}_P - 1) + 1 \tag{6.53}$$

natomiast dla kanału o stałej szerokości $\overline{b} = \overline{b}_3 = \overline{b}_P = \overline{b}_4 = 1$.

Ustalony zarys merydionalny odśrodkowej kierownicy łopatkowej, po uwzględnieniu współczynnika przesłonięcia przekroju przez łopatki μ, będzie decydował o zmianie przekroju merydionalnego kanałów $A(R)$ i tym samym o przebiegu średniej prędkości merydionalnej c_m wzdłuż promienia R.

Zależność $b(R)$ ma istotny wpływ na przebieg kąta konstrukcyjnego łopatki $\alpha^*(R)$, a więc i na kształt łopatki i kanału w przekroju poprzecznym, przy tym samym założonym rozkładzie teoretycznej średniej składowej obwodowej $c_u^*(R)$ (rys. 6.9).



Rys. 6.9. Wpływ szerokości kanału $b(R)$ na kształt łopatki przy tym samy przebiegu $c_u^*(R)$

6.3.2. Współczynnik powierzchni przekroju hydraulicznego kierownicy odśrodkowej

Czynną powierzchnię przepływu przez kierownicę na określonym promieniu R można wyrazić wzorem:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot b \cdot \mu \tag{6.54}$$

w którym współczynnik:

$$\mu = 1 - \frac{z_K \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \sin \alpha^*} \tag{6.55}$$

gdzie: z_K - liczba łopatek kierownicy,
s - grubość łopatki na promieniu R,
α^* - kąt łopatki na promieniu R.

Na podstawie danych wynikających z praktyki konstruktorskiej kierownic można przyjmować, że $\mu(R)$ daje się opisać równaniem:

$$\mu = k_{2\mu}R^2 + k_{1\mu}R + k_{0\mu} \tag{6.56}$$

gdzie: $k_{2\mu}, k_{1\mu}, k_{0\mu}$ - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_3 \text{ dla } R = R_3 \\ \mu &= \mu_P \text{ dla } R = R_P \\ \mu &= \mu_4 \text{ dla } R = R_4 \end{aligned} \tag{6.57}$$

Punkt P o współrzędnych (μ_P, R_P) stanowi punkt pomocniczy do określenia zależności (6.56). Promień R_P z założenia leży w przedziale:

$$R_3 \le R_P \le R_4 \tag{6.58}$$

Wartość μ_P, stosownie do przyjętego promienia R_P, może osiągać różne wartości, nawet znacznie mniejsze od μ_3 oraz μ_4, co jest związane z pożądanym przebiegiem $A(R)$, a tym samym i $c_m(R)$. Wpływ na to ma grubość łopatki s_P na tym promieniu, jak również wartość kąta konstrukcyjnego łopatki α_P^* i liczba łopatek z_K.

Także i w tym przypadku dogodniej jest stosować bezwymiarowy współczynnik przekroju kierownicy $\overline{\mu} = \dfrac{\mu}{\mu_3}$.

Wobec tego równanie (6.56) przyjmie postać:

$$\overline{\mu} = K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu} \tag{6.59}$$

6.3.3. Składowa obwodowa prędkości średniej cieczy w łopatkowej kierownicy odśrodkowej

W projektowaniu nieruchomych kanałów łopatkowych przyjmuje się, że przepływ cieczy odbywa się wzdłuż linii zgodnych z przebiegiem łopatki reprezentowanym przez jej szkieletową, do której styczny jest wektor średniej teoretycznej prędkości cieczy c^*. Istotna dla kształtowania układu łopatkowego składowa obwodowa c_u^* tworzy z wektorem c^* kąt α^*, równoważny kątowi łopatki w danym punkcie określonym promieniem R.

Przyjęto, że w ogólnym przypadku rozkład $c_u^*(R)$ jest najwyżej wielomianem drugiego stopnia o postaci:

$$c_u^* = k_{2C}R^2 + k_{1C}R + k_{0C} \tag{6.60}$$

gdzie: k_{2C}, k_{1C}, k_{0C} - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$\begin{aligned} c_u^* &= c_{3u}^* \text{ dla } R = R_3 \\ c_u^* &= c_{Pu}^* \text{ dla } R = R_P \\ c_u^* &= c_{4u}^* \text{ dla } R = R_4 \end{aligned} \tag{6.61}$$

Punkt P o współrzędnych (c_{Pu}^*, R_P), spełniających zależności:

$$\begin{aligned} R_3 &\le R_P \le R_4 \\ c_{3u}^* &\le c_{Pu}^* \le c_{4u}^* \end{aligned} \tag{6.62}$$

stanowi punkt pomocniczy leżący na linii (6.60), który jest tak dobrany, aby zapewniał pożądany gradient zmian teoretycznej składowej średniej obwodowej c_u^* wzdłuż promienia R.

W praktyce wygodniej jest posługiwać się bezwymiarową składową średniej prędkości obwodowej $\overline{c}_u^* = \dfrac{c_u^*}{c_{3u}^*}$.

Wobec tego równanie (6.60) przyjmie postać:

$$\overline{c}_u^* = K_{2C}\overline{R}^2 + K_{1C}\overline{R} + K_{0C} \tag{6.63}$$

6.3.4. Kąt konstrukcyjny łopatki kierownicy

Z równania ciągłości przepływu przez kierownicę odśrodkową:

$$Q_k = 2\pi \cdot R_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3 \cdot c_{3m} = 2\pi \cdot R \cdot b \cdot \mu \cdot c_m = 2\pi \cdot R_4 \cdot b_4 \cdot \mu_4 \cdot c_{4m} \tag{6.64}$$

po podstawieniu odpowiednich zależności kinematycznych zapisanych wzorem ogólnym o postaci:

$$\frac{c_u}{c_m} = tg(90^\circ - \alpha^*) \tag{6.65}$$

otrzymuje się następującą zależność służącą do wyznaczenia funkcji $\alpha^*(\overline{R})$:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \overline{R} \cdot \overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{c}_u^* \cdot tg(90^\circ - \alpha_3^*) \tag{6.66}$$

Uwzględniając w (6.66) bezwymiarowe równania opisujące wielkości $\overline{b}, \overline{\mu}, \overline{c}_u^*$ wynikające odpowiednio z (6.52), (6.56) oraz (6.63), otrzymuje się:

$$\begin{aligned} tg(90^\circ - \alpha^*) = (&K_{7\alpha} \cdot R^7 + K_{6\alpha} \cdot R^6 + K_{5\alpha} \cdot R^5 + K_{4\alpha} \cdot R^4 + \\ &+ K_{3\alpha} \cdot R^3 + K_{2\alpha} \cdot R^2 + K_{1\alpha} \cdot R) \cdot tg(90^\circ - \alpha_3^*) \end{aligned} \tag{6.67}$$

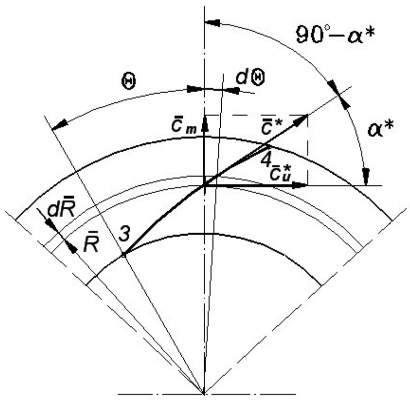
Funkcja $\alpha^*(\overline{R})$ decyduje o przebiegu szkieletowej łopatki kierownicy odśrodkowej i jest również wykorzystywana do wyznaczania zmienności grubości łopatki $s(R)$ na podstawie zależności (6.9).

6.3.5. Współrzędne biegunowe szkieletowej łopatki kierownicy odśrodkowej

Szkieletowa łopatki kierownicy jest projektowana metodą punktową, przy czym położenie każdego punktu jest określone współrzędnymi biegunowymi ($\overline{R}, \theta$).

Biorąc pod uwagę, że elementarnemu przyrostowi $d\overline{R}$ na promieniu $\overline{R}$ odpowiada przyrost kąta $d\theta$, to zgodnie z przyjętymi na rys. 6.10 oznaczeniami można zapisać:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \frac{\overline{R} \cdot d\theta}{d\overline{R}} \tag{6.68}$$



Rys. 6.10. Współrzędne biegunowe ($\overline{R}, \theta$) szkieletowej łopatki kierownicy odśrodkowej i teoretyczna kinematyka przepływu

Uwzględniając w zależności (6.68), że funkcja $tg(90^\circ - \alpha^*)$ jest określona równaniem (6.66), otrzymuje się:

$$d\theta = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot \overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{c}_u^* \cdot d\overline{R} \tag{6.69}$$

a po podstawieniu (6.4), (6.13) oraz (6.22) wrażenie (6.31) przyjmie postać:

$$\begin{aligned} d\theta = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot [(K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b}) \cdot \\ \cdot (K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu}) \cdot (K_{2C}\overline{R}^2 + K_{1C}\overline{R} + K_{0C})] \cdot d\overline{R} \end{aligned} \tag{6.70}$$

Całkując związek (6.70) w granicach od $\overline{R}_3 = 1$ do $\overline{R}$, otrzymuje się równanie określające zależność $\theta(\overline{R})$:

$$\begin{aligned} \theta(\overline{R}) = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot [\frac{1}{7}K_{6\theta}(\overline{R}^7 - 1) + \frac{1}{6}K_{5\theta}(\overline{R}^6 - 1) + \frac{1}{5}K_{4\theta}(\overline{R}^5 - 1) + \\ + \frac{1}{4}K_{3\theta}(\overline{R}^4 - 1) + \frac{1}{3}K_{2\theta}(\overline{R}^3 - 1) + \frac{1}{2}K_{1\theta}(\overline{R}^2 - 1) + K_{0\theta}(\overline{R} - 1)] \end{aligned} \tag{6.71}$$

Łopatka osiąga maksymalny kąt $\theta = \theta_{\max}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_4$. Natomiast kąt pokrycia łopatek kierownic wynosi:

$$\varepsilon = \theta_{\max} - \frac{2\pi}{z_K} \tag{6.72}$$

WARIANT II – Przyjęta zmiana krętu przepływu średniego

W niniejszej metodzie zasady wyznaczania zmiany szerokości kanału, czyli funkcji $b(R)$ oraz funkcji $\mu(R)$ są analogiczne jak w metodzie poprzedniej. Różnica polega na tym, że zamiast $c_u^*(R)$ zakładana jest zmiana krętu w funkcji promienia.

Przyjmuje się, że funkcja $K^*(R)$, gdzie:

$$K^* = R \cdot c_u^* \tag{6.73}$$

jest, co najwyżej, wielomianem stopnia drugiego.

6.3.6. Zmiana krętu cieczy w funkcji promienia odśrodkowej kierownicy łopatkowej

Przyjmuje się, że zmiana składowej obwodowej c_u^* dokonuje się zgodnie z zasadą:

$$K^* = R \cdot c_u^* \tag{6.74}$$

Przyjęto, że w ogólnym przypadku rozkład $K^*(R)$ jest wielomianem drugiego stopnia o postaci:

$$K^* = k_{2K} \cdot R^2 + k_{1K} \cdot R + k_{0K} \tag{6.75}$$

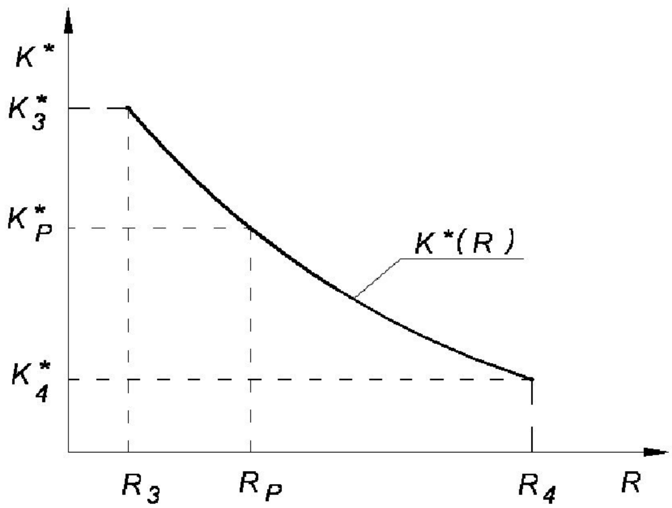
gdzie: k_{2K}, k_{1K}, k_{0K} - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$\begin{aligned} K^* &= K_3^* \text{ dla } R = R_3 \\ K^* &= K_P^* \text{ dla } R = R_P \\ K^* &= K_4^* \text{ dla } R = R_4 \end{aligned} \tag{6.76}$$

Współrzędne (K_P^*, R_P) punktu P spełniają zależności:

$$\begin{aligned} R_3 \le R_P \le R_4 \\ K_3^* \ge K_P^* \ge K_4^*. \end{aligned} \tag{6.77}$$

Punkt P jest punktem pomocniczym leżącym na linii (6.75) i jest tak dobrany, aby zapewniał pożądany gradient zmian składowej obwodowej K^* wzdłuż promienia R .



Rys. 6.11. Przykładowa zmiana krętu w funkcji promienia łopatkowej kierownicy odśrodkowej

W praktyce wygodniej jest posługiwać się bezwymiarową wielkością krętu $\overline{K}^* = \dfrac{K^*}{K_3^*}$.

Wobec tego równanie (6.75) przyjmie postać:

$$\overline{K}^* = K_{2K} \cdot \overline{R}^2 + K_{1K} \cdot \overline{R} + K_{0K} \tag{6.78}$$

6.3.7. Kąt konstrukcyjny łopatki kierownicy odśrodkowej

Z równania ciągłości przepływu (6.64) przez kanał międzyłopatkowy kierownicy odśrodkowej, po uwzględnieniu odpowiednich zależności kinematycznych zapisanych w postaci ogólnej wzorem:

$$\frac{c_u^*}{c_m} = tg(90^\circ - \alpha^*) \tag{6.79}$$

oraz (6.74):

$$K^* = R \cdot c_u^*$$

wynika zależność służąca do wyznaczenia funkcji $\alpha^*(\overline{R})$ w postaci:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \cdot\overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{K}^* \cdot tg(90^\circ - \alpha_3^*) \tag{6.80}$$

na podstawie której, przy pomocy (6.9), jest również wyznaczana zmienność grubości łopatki kierownicy odśrodkowej $s(R)$.

Uwzględniając w zależności (6.80) bezwymiarowe równania opisujące wielkości $\overline{b}, \overline{\mu}, \overline{K}^*$ opisane odpowiednio zależnościami (6.4), (6.13) oraz (6.74), można zapisać:

$$\begin{aligned} tg(90^\circ - \alpha^*) &= (K_{6\alpha} \cdot R^6 + K_{5\alpha} \cdot R^5 + K_{4\alpha} \cdot R^4 + K_{3\alpha} \cdot R^3 + \\ &+ K_{2\alpha} \cdot R^2 + K_{1\alpha} \cdot R + K_{0\alpha}) \cdot tg(90^\circ - \alpha_3^*) \end{aligned} \tag{6.81}$$

6.3.8. Współrzędne biegunowe szkieletowej łopatki kierownicy odśrodkowej

Szkieletowa łopatki kierownicy jest projektowana metodą punktową, przy czym położenie każdego punktu jest określone współrzędnymi biegunowymi ($\overline{R}, \theta$).

Biorąc pod uwagę, że elementarnemu przyrostowi $d\overline{R}$ na promieniu $\overline{R}$ odpowiada przyrost kąta $d\theta$, to zgodnie z przyjętymi na rys. 6.10 oznaczeniami można zapisać:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \frac{\overline{R} \cdot d\theta}{d\overline{R}} \tag{6.82}$$

Uwzględniając w (6.82), że funkcja $tg(90^\circ - \alpha^*)$ określona jest równaniem (6.79), otrzymuje się:

$$d\theta = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot \overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{K}^* \cdot \frac{d\overline{R}}{\overline{R}} \tag{6.83}$$

a po podstawieniu (6.4), (6.13) oraz (6.73) wyrażenie (6.83) przyjmie postać:

$$\begin{aligned} d\theta = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot [(K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b}) \cdot \\ \cdot (K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu}) \cdot (K_{2K}\overline{R}^2 + K_{1K}\overline{R} + K_{0K})] \cdot \frac{d\overline{R}}{\overline{R}} \end{aligned} \tag{6.84}$$

Całkując związek (6.84) w granicach od $\overline{R}_3 = 1$ do $\overline{R}$, otrzymuje się równanie określające zależność $\theta(\overline{R})$:

$$\begin{aligned} \theta(\overline{R}) = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot [\frac{1}{6}K_{6\theta}(\overline{R}^6 - 1) + \frac{1}{5}K_{5\theta}(\overline{R}^5 - 1) + \frac{1}{4}K_{4\theta}(\overline{R}^4 - 1) + \\ + \frac{1}{3}K_{3\theta}(\overline{R}^3 - 1) + \frac{1}{2}K_{2\theta}(\overline{R}^2 - 1) + K_{1\theta}(\overline{R} - 1) + K_{0\theta} \cdot \ln \overline{R}] \end{aligned} \tag{6.85}$$

Łopatka osiąga maksymalny kąt $\theta = \theta_{\max K}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_4$, natomiast kąt pokrycia łopatek kierownicy wynosi:

$$\varepsilon_K = \theta_{\max K} - \frac{2\pi}{z_K} \tag{6.86}$$

6.4. Przewał i łopatkowa kierownica dośrodkowa

6.4.1. Kinematyka przepływu przez przewał

Łopatkowa kierownica dośrodkowa obejmuje wraz z przewałem obszar zawarty między przekrojami kontrolnymi 4-6 (rys. 3.2). Przy czym przewał jest ograniczony przekrojami 4-5, natomiast kierownica dośrodkowa przekrojami 5-6.

Podstawowym zadaniem przewału bezłopatkowego jest zmiana kierunku przepływu z odśrodkowego na dośrodkowy, w trakcie którego prędkość c_m w przekroju merydionalnym zmienia się zgodnie z równaniem ciągłości, natomiast składowa obwodowa c_u według stałego krętu (przy założeniu przepływu potencjalnego). Ukształtowanie przewału, przy jak najmniejszych stratach hydraulicznych, powinno zapewnić odpowiednie małe wymiary tego elementu.

W pompach wielostopniowych stosuje się najczęściej przewały bezłopatkowe, w których ciecz przepływa w przestrzeni bezłopatkowej od wylotu kierownicy odśrodkowej do wlotu kierownicy dośrodkowej. Dla stałej szerokości kanału $c_{m5} = c_{m6}$, przy założeniu braku tarcia miedzy cieczą a ściankami przewału, kąt napływu cieczy do przewału α_4 jest równy kątowi napływu do kierownicy dośrodkowej α_5.

W przypadku zmiany szerokości kanału w przekroju merydionalnym kąt na wlocie do kierownicy dośrodkowej określa zależność:

$$tg\alpha_5 = \frac{b_4}{b_5} tg\alpha_4 \tag{6.87}$$

Uwzględnienie tarcia cieczy o ścianki kanału o długości l_p mierzonej w przekroju merydionalnym na środkowej linii prądu powiększa kąt napływu do kierownicy dośrodkowej zgodnie z zależnością:

$$tg\alpha_5 = \left(b_4 tg\alpha_4 + \frac{\lambda}{4} l_p \right) \frac{1}{b_5} \tag{6.88}$$

Najczęściej przyjmowana wartość współczynnika strat $\lambda = 0{,}04$.

6.4.2. Straty przepływu przez przewał

Bezwymiarowe równanie bilansu energii dla przekrojów 4-5 (rys. 3.2) jest określone wzorem:

$$\psi_4 + \frac{c_4^2}{u_2^2} = \psi_5 + \frac{c_5^2}{u_2^2} + \psi_{s4-5} \tag{6.89}$$

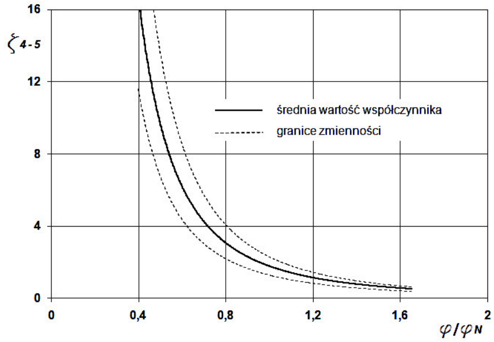
gdzie: ψ_5 - bezwymiarowy wskaźnik ciśnienia statycznego w przekroju kontrolnym 5,

c_5 - prędkość cieczy w przekroju 5 na wlocie do dośrodkowej kierownicy łopatkowej,

ψ_{s4-5} - straty hydrauliczne w przewale bezłopatkowym określone zależnością:

$$\psi_{s4-5} = \zeta_{4-5} \cdot \frac{c_4^2}{u_2^2} \tag{6.90}$$

gdzie: ζ_{4-5} - współczynnik strat hydraulicznych w przewale przedstawiony na rys. 6.12.



Rys. 6.12. Współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{4-5}(\varphi/\varphi_N)$ w przewale bezłopatkowym

Przebieg krzywych $\varsigma_{4-5}(\varphi/\varphi_N)$ dotyczy pomp o wyróżniku szybkobieżności w zakresie $n_q = 10 \div 30$.

Uwzględniając w równaniu (6.90) zależności (2.1) i (2.2) oraz dokonując przekształceń tych zależności, otrzymuje się równanie definiujące bezwymiarowy wskaźnik strat hydraulicznych w przewale:

$$\psi_{s4-5} = \zeta_{4-5} \cdot \varphi_k^{\ 2} \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_4 \cdot b_4 \cdot \mu_4 \cdot \sin\alpha_4} \right)^2 \tag{6.91}$$

a bezwymiarowy wskaźnik przyrostu ciśnienia statycznego jest określony wzorem:

$$\Delta\psi_{4-5} = \psi_5 - \psi_4 = \varphi_k^{\ 2} \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_4 \cdot b_4 \cdot \mu_4 \cdot \sin\alpha_4} \right)^2 \cdot$$
$$\cdot \left[1 - \psi_{s4-5} - \left(\frac{D_4 \cdot b_4 \cdot \mu_4 \cdot \sin\alpha_4}{D_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot \sin\alpha_5} \right)^2 \right] \tag{6.92}$$

6.4.3. Kinematyka przepływu przez łopatkową kierownicę dośrodkową

Uwzględniając skończoną grubość łopatek kierownicy dośrodkowej, kąt napływu cieczy na łopatki kierownicy wynosi:

$$tg\alpha_6 = \chi_6 \varphi_6 tg\alpha_5 \tag{6.93}$$

gdzie: φ_6 - współczynnik przesłonięcia przekroju spowodowany skończoną grubością łopatek:

$$\varphi_6 = \frac{t_6}{t_6 - \frac{s_6}{\sin \alpha_6}} \tag{6.94}$$

t_6 - podziałka na wlocie łopatek kierownicy dośrodkowej:

$$t_6 = \frac{\pi d_6}{z_{KD}} \tag{6.95}$$

z_{KD} - liczba łopatek kierownicy dośrodkowej,

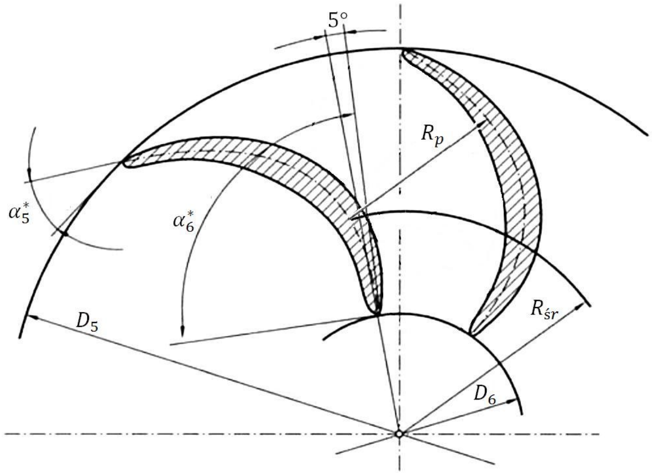
χ_6 - współczynnik uwzględniający straty tarcia w przewale oraz nierównomierny rozkład prędkości, najczęściej przyjmowany $\chi_6 = 1{,}3$.

Rzadko spotyka się rozwiązania konstrukcyjne w postaci przewału łopatkowego. Kierownice z przewałem łopatkowym stosuje się w dwóch rozwiązaniach:

- łopatki kierownic odśrodkowej i dośrodkowej stanowią całość; jest to rozwiązanie charakteryzujące się większą sprawnością niż w przypadku przewału bezłopatkowego, ale zdecydowanie droższe,
- kierownica odśrodkowa i dośrodkowa stanowią oddzielne części, ale kanały dośrodkowe są przedłużeniem kanałów odśrodkowych.

Łopatkowa kierownica dośrodkowa ograniczona przekrojami 5-6 stanowi element, którego głównym zadaniem jest doprowadzenie cieczy do wirnika następnego stopnia z możliwie najmniejszymi stratami hydraulicznymi. Wypływająca ciecz z kierownicy dośrodkowej powinna wpływać na wirnik następnego stopnia pod kątem $\alpha_1 = 90^\circ$ (bez zawirowania wstępnego). Aby to uzyskać należy krawędzie wylotowe łopatek doprowadzić możliwie najbliżej krawędzi łopatek wieńca łopatkowego wirnika. Kąt konstrukcyjny łopatek na wylocie z kierownicy dośrodkowej może wówczas wynosić 90°. W przypadku cofniętych krawędzi wylotowych łopatek przyjmuje się kąt konstrukcyjny łopatek $\alpha_6^* \approx 95^\circ$.

Schemat konstrukcji kierownicy dośrodkowej z zaznaczonymi głównymi wymiarami przedstawiono na rys. 6.13.



Rys. 6.13. Główne wymiary kierownicy dośrodkowej

Parametry wlotowe kierownicy dośrodkowej są ściśle powiązane z parametrami wylotowymi z kierownicy odśrodkowej, natomiast parametry wylotowe są powiązane z geometrią wirnika następnego stopnia.

Projektując kierownicę dośrodkową, należy przyjąć:

- średnicę wlotu na łopatki D_5,
- średnicę wewnętrzną kierownicy D_6,
- szerokość kierownicy na wlocie b_5,
- szerokość kierownicy na wylocie b_6,
- liczbę łopatek kierownicy z_{KD},
- grubość łopatek na wlocie s_5 i wylocie s_6,
- kąt wlotowy łopatki α_5,
- kąt wylotowy łopatki $\alpha_6^* = 90^\circ \div 95^\circ$.

Kierownice dośrodkowe są najczęściej konstruowane jako elementy z łopatkami łukowymi o grubości zapewniającej płynną zmianę przekroju kanału.

Najczęściej do wyznaczenia kształtu łopatek stosuje się metodę jednołukową, w której:

- promień łopatki kierownicy dośrodkowej:

$$R_p = \frac{D_5^2 - D_6^2}{4\left(D_5 \cos\alpha_5^* - D_6 \cos\alpha_6^*\right)} \tag{6.96}$$

- promień środkowej dla promienia łopatki:

$$R_{sr} = \sqrt{\frac{D_5^2}{4} + R_p^2 - D_5 R_p \cos\alpha_5^*} \tag{6.97}$$

Średnią prędkość na wlocie kierownicy dośrodkowej określa się z następujących zależności:

- składowa merydionalna:

$$c_{m5} = \frac{\mu_5 Q_K}{\pi D_5 b_5} \tag{6.98}$$

gdzie: μ_5 - współczynnik przesłonięcia wlotu na łopatki kierownicy dośrodkowej:

$$\mu_5 = \frac{\pi D_5}{\pi D_5 - \dfrac{z_{KD} s_5}{\sin\alpha_5^*}} \tag{6.99}$$

- teoretyczna składowa obwodowa:

$$c_{u5}^* = \frac{c_{m5}}{tg\alpha_5^*} \tag{6.100}$$

- teoretyczna prędkość bezwzględna:

$$c_5 = \sqrt{c_{m5}^2 + c_{u5}^{*2}} \tag{6.101}$$

Średnią prędkość na wylocie kierownicy dośrodkowej wyznacza się z poniższych wzorów:

- składowa merydionalna:

$$c_{m6} = \frac{\mu_6 Q_K}{\pi D_6 b_6} \tag{6.102}$$

gdzie: μ_6 - współczynnik przesłonięcia wlotu na łopatki kierownicy dośrodkowej:

$$\mu_6 = \frac{\pi D_6}{\pi D_6 - \dfrac{z_{KD} s_6}{\sin\alpha_6^*}} \tag{6.103}$$

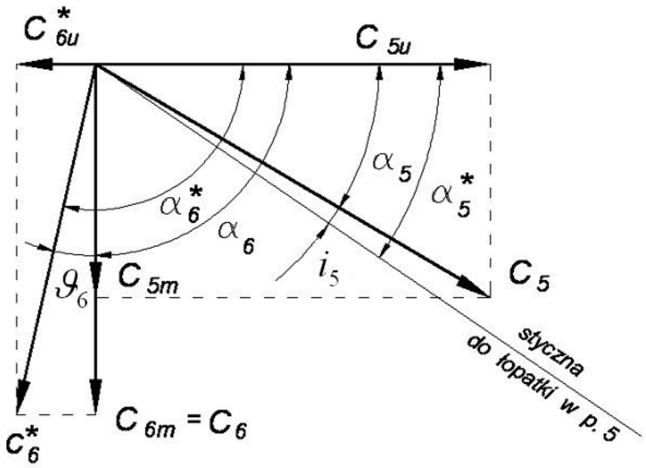
- teoretyczna składowa obwodowa:

$$c_{u6}^* = \frac{c_{m6}}{tg\alpha_6^*} \tag{6.104}$$

- teoretyczna prędkość bezwzględna:

$$c_6 = \sqrt{c_{m6}^2 + c_{u6}^{*2}} \tag{6.105}$$

Kinematykę przepływu jednowymiarowego przez łopatkową kierownicę dośrodkową przedstawiono na rys. 6.14.



Rys. 6.14. Kinematyka przepływu przez łopatkową kierownicę dośrodkową
Wlot - przekrój 5, wylot - przekrój 6

Zgodnie z rys. 6.14:

- kąt natarcia cieczy na wlocie łopatki kierownicy:

$$i_5 = \alpha_5^* - \alpha_5 \tag{6.106}$$

- kąt odchylenia strugi od kierunku łopatki na wylocie z kierownicy dośrodkowej:

$$\vartheta_6 = \alpha_6^* - \alpha_6 \tag{6.107}$$

6.4.4. Straty hydrauliczne w przepływie przez łopatkową kierownicę dośrodkową

Bezwymiarowe równanie bilansu energii dla łopatkowej kierownicy dośrodkowej ma postać:

$$\psi_5 + \frac{c_5^2}{u_2^2} = \psi_6 + \frac{c_6^2}{u_2^2} + \psi_{s5-6} \tag{6.108}$$

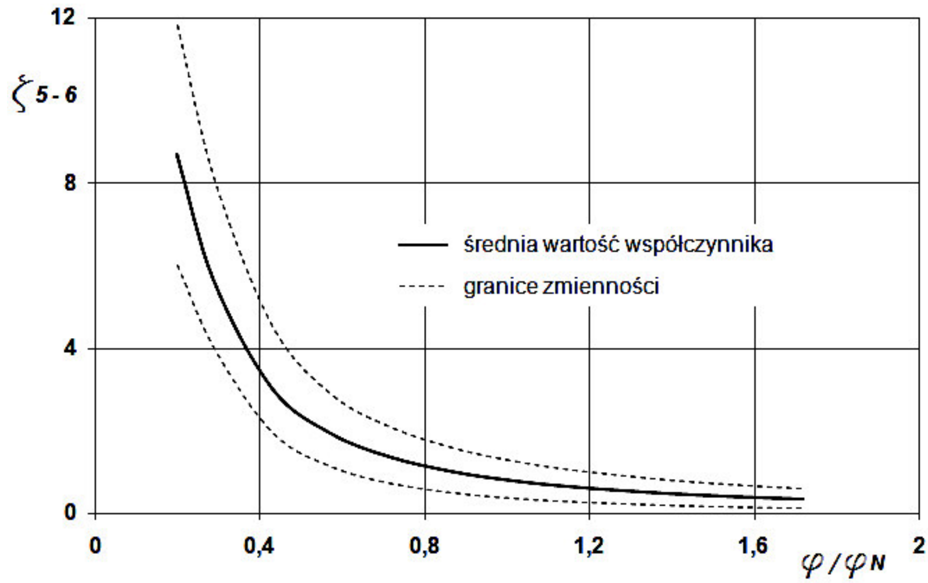
gdzie: ψ_6 - bezwymiarowy wskaźnik ciśnienia statycznego w przekroju kontrolnym 6,

c_6 - prędkość cieczy w przekroju 6 na wylocie z kierownicy dośrodkowej,

ψ_{s5-6} - straty hydrauliczne w kierownicy określone zależnością:

$$\psi_{s5-6} = \zeta_{5-6} \cdot \frac{c_5^2}{u_2^2} \tag{6.109}$$

gdzie: ζ_{5-6} - współczynnik strat hydraulicznych określany z wykresu (rys. 6.15).



Rys. 6.15. Współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{5-6}(\varphi/\varphi_N)$ w dośrodkowej kierownicy łopatkowej

Przebieg krzywych $\varsigma_{5-6}(\varphi/\varphi_N)$ dotyczy pomp o wyróżniku szybkobieżności w zakresie $n_q = 10 \div 30$.

Uwzględniając w równaniu (6.109) zależność (2.1) i (2.2) oraz dokonując przekształceń tych zależności, otrzymuje się równanie strat hydraulicznych w postaci:

$$\psi_{s5-6} = \xi_{5-6}\phi_K{}^2 \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot \sin\alpha_5} \right)^2 \tag{6.110}$$

a bezwymiarowy wskaźnik przyrostu ciśnienia statycznego w kierownicy dośrodkowej jest określony zależnością:

$$\Delta\psi_{5-6} = \psi_6 - \psi_5 = \varphi_K{}^2 \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot \sin\alpha_5} \right)^2 \cdot$$
$$\cdot \left[1 - \zeta_{5-6} - \left(\frac{D_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot \sin\alpha_5}{D_6 \cdot b_6 \cdot \mu_6 \cdot \sin\alpha_6} \right)^2 \right] \tag{6.111}$$

6.5. Metodyka analitycznego projektowania łopatkowej kierownicy dośrodkowej

W ramach doskonalenia metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe opracowano [59] również dwa sposoby kształtowania układów łopatkowych i kanałów kierownic dośrodkowych.

Metody te oparte są na:

- założonym rozkładzie składowej obwodowej cieczy $\overline{c_u}\left(\overline{R}\right)$ - wersja I,
- założonym rozkładzie krętu (momentu ilości ruchu) $\overline{K^*}\left(\overline{R}\right)$ - wersja II.

Obie metody dają dobre możliwości kontroli kształtowania kanałów międzyłopatkowych dla określonego sposobu obliczeń przekroju merydionalnego oraz kontroli zmian wybranych parametrów kinematycznych.

Ponieważ zależności wynikające z wyżej wymienionych metod są stosowane w procedurze projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe, charakteryzujących się optymalnym kształtem krzywej sprawności $\eta(Q)$ oraz poboru mocy $P(Q)$ dla żądanej charakterystyki przepływu $H(Q)$, w rozdziale tym zostały podane założenia, z jakich skorzystano do ich wyprowadzenia. Ostateczne postacie wzorów zamieszczono w algorytmie metody.

WERSJA I – Żądany rozkład teoretycznej składowej obwodowej cieczy $\overline{c_u}\left(\overline{R}\right)$

6.5.1. Szerokość kanału hydraulicznego w przekroju merydionalnym łopatkowej kierownicy dośrodkowej

Podobnie jak w przypadku odśrodkowej kierownicy łopatkowej również zmianę szerokości *b* kanału kierownicy dośrodkowej w funkcji promienia *R* można przedstawić analogicznym równaniem postaci:

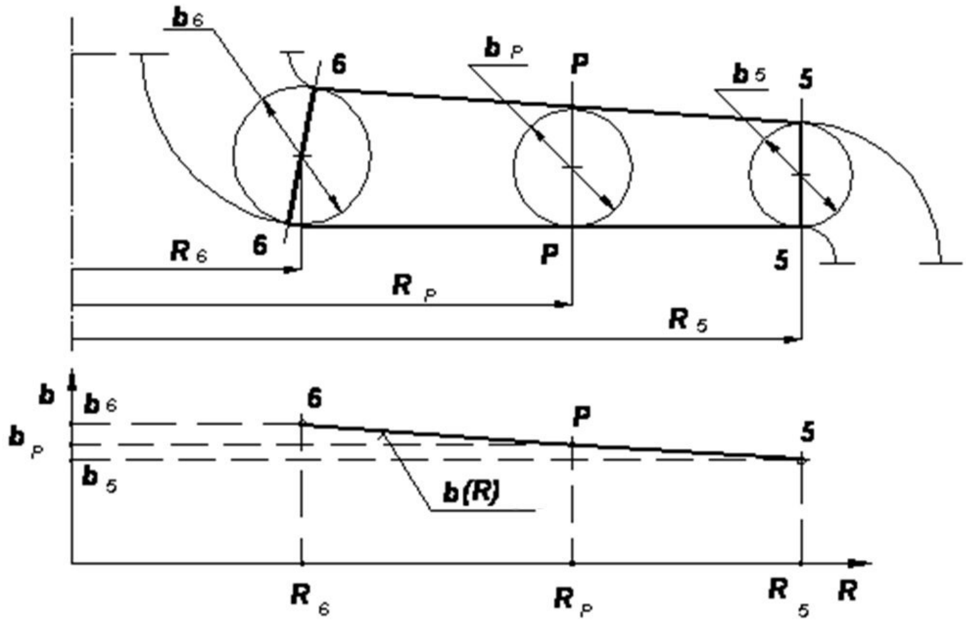
$$b = k_{2b}R^2 + k_{1b}R + k_{0b} \tag{6.112}$$

gdzie: k_{2b}, k_{1b}, k_{0b} - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$b = b_5 \text{ dla } R = R_5$$

$$b = b_P \text{ dla } R = R_P \qquad (6.113)$$

$$b = b_6 \text{ dla } R = R_6$$



Rys. 6.16. Zarys przekroju merydionalnego kierownicy dośrodkowej i zależność $b(R)$

Punkt P (rys. 6.16) o współrzędnych (b_P, R_P), które spełniają zależności:

$$R_5 \geq R_P \geq R_6$$
$$b_5 \leq b_P \leq b_6 \qquad (6.114)$$

stanowi punkt pomocniczy leżący na linii (6.112), który jest tak dobrany, aby otrzymany w rezultacie tego przekrój kanału z uwzględnieniem współczynnika przesłonięcia przekroju przez łopatki μ zapewniał pożądany gradient zmian prędkości merydionalnej c_m wzdłuż promienia R, wyznaczanej z równania:

$$c_m = \frac{Q_K}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot b \cdot \mu} \qquad (6.115)$$

Spotykane są również rozwiązania konstrukcyjne, w których:

$$b_5 > b_p > b_6 \qquad (6.116)$$

W praktyce wygodniej jest posługiwać się bezwymiarową szerokością kanału kierownicy $\overline{b} = \dfrac{b}{b_5}$ oraz bezwymiarowym promieniem kierownicy $\overline{R} = \dfrac{R}{R_5}$.

Wobec tego równanie (6.112) przyjmie postać:

$$\overline{b} = K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b} \tag{6.117}$$

Dla najczęściej stosowanej w praktyce prostoliniowej zależności $\overline{b}(\overline{R})$ musi być spełniony warunek:

$$\overline{b}_P = 1 + \frac{1-\overline{R}_P}{1-\overline{R}_6}(\overline{b}_6 - 1) \tag{6.118}$$

natomiast dla kanału o stałej szerokości $\overline{b} = \overline{b}_5 = \overline{b}_P = \overline{b}_6 = 1$.

6.5.2. Współczynnik zacieśnienia powierzchni przekroju przepływowego dośrodkowej kierownicy łopatkowej

Czynną powierzchnię przekroju przepływowego przez kierownicę na określonym promieniu R można wyrazić wzorem:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot b \cdot \mu \tag{6.119}$$

w którym współczynnik:

$$\mu = 1 - \frac{z_{KD} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \sin\alpha^*} \tag{6.120}$$

gdzie: z_{KD} - liczba łopatek kierownicy,
s - grubość łopatki na promieniu R,
α^* - kąt łopatki na promieniu R.

Na podstawie danych wynikających z praktyki konstrukcyjnej dośrodkowych kierownic łopatkowych można przyjmować, że $\mu(R)$ daje się opisać równaniem:

$$\mu = k_{2\mu}R^2 + k_{1\mu}R + k_{0\mu} \tag{6.121}$$

gdzie: $k_{2\mu}, k_{1\mu}, k_{0\mu}$ - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_5 \text{ dla } R = R_5 \\ \mu &= \mu_P \text{ dla } R = R_P \\ \mu &= \mu_6 \text{ dla } R = R_6 \end{aligned} \tag{6.122}$$

Punkt P o współrzędnych (μ_P, R_P) stanowi punkt pomocniczy do określenia zależności (6.121). Promień R_P z założenia leży w przedziale:

$$R_5 \geq R_P \geq R_6 \tag{6.123}$$

natomiast wartość μ_P, w zależności od przyjętego promienia R_P, może osiągać wartości mniejsze od μ_5, co jest związane z odpowiednią grubością łopatki na tym promieniu, wynikającą również z wartości kąta α^*. Najprościej wielkość μ_P jest oszacować z wzoru (6.120) dla ustalonej już szerokości b_P i wstępnie założonego rozkładu $c_m(R)$ przyjętego na podstawie znanych wartości c_{5m} oraz c_{6m}.

Również i w tym przypadku dogodniej jest stosować bezwymiarowy współczynnik przekroju kierownicy $\overline{\mu} = \dfrac{\mu}{\mu_5}$.

Wobec tego równanie (6.121) przyjmie postać:

$$\overline{\mu} = K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu} \tag{6.124}$$

Kontrola przebiegu $\overline{A}(\overline{R})$, i jednocześnie $\overline{c}_m(\overline{R})$, umożliwia ocenę poprawności założonego rozkładu $\overline{\mu}(\overline{R})$.

6.5.3. Składowa obwodowa średniej prędkości cieczy w dośrodkowej kierownicy łopatkowej

Również w przypadku kierownicy dośrodkowej przyjęto, że rozkład składowej obwodowej $c_u^*(R)$ jest w ogólnym przypadku opisany co najwyżej wielomianem drugiego stopnia:

$$c_u^* = k_{2C}R^2 + k_{1C}R + k_{0C} \tag{6.125}$$

gdzie: k_{2C}, k_{1C}, k_{0C} - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$\begin{aligned} c_u^* &= c_{5u}^* \text{ dla } R = R_5 \\ c_u^* &= c_{Pu}^* \text{ dla } R = R_P \\ c_u^* &= c_{6u}^* \text{ dla } R = R_6 \end{aligned} \tag{6.126}$$

Punkt P o współrzędnych (c_{Pu}^*, R_P), spełniających zależności:

$$\begin{aligned} R_5 &\geq R_P \geq R_6 \\ c_{5u}^* &\geq c_{Pu}^* \geq c_{6u}^* \end{aligned} \tag{6.127}$$

stanowi punkt pomocniczy leżący na linii (6.125) i jest tak dobrany, aby zapewnić pożądany gradient zmian składowej średniej prędkości obwodowej c_u^* wzdłuż promienia R.

W praktyce wygodniej jest posługiwać się wielkościami bezwymiarowymi odniesionymi do odpowiednich wielkości w przekroju wlotowym *5*.

Przyjmując, że bezwymiarowa składowa obwodowa:

$$\overline{c}_u^* = \frac{c_u^*}{c_{5u}^*} \tag{6.128}$$

to równanie (6.125) przyjmie postać:

$$\overline{c}_u^* = K_{2C}\overline{R}^2 + K_{1C}\overline{R} + K_{0C} \tag{6.129}$$

Dla wykorzystywanej w praktyce, prostoliniowej zależności $\overline{c}_u^*(\overline{R})$ musi być spełniony warunek:

$$\overline{c}_{Pu}^* = 1 - \frac{1-\overline{c}_{6u}^*}{1-\overline{R}_6}(1-\overline{R}_P) \tag{6.130}$$

6.5.4. Kąt konstrukcyjny łopatki kierownicy dośrodkowej

Z równania ciągłości przepływu przez dośrodkową kierownicę łopatkową (6.121), po uwzględnieniu odpowiednich zależności kinematycznych zapisanych w postaci ogólnej wzorem:

$$\frac{c_u}{c_m} = tg(90^\circ - \alpha^*) \tag{6.131}$$

zostało określone równanie (6.132) służące do wyznaczenia funkcji $\alpha^*(\overline{R})$:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \overline{R}\cdot\overline{b}\cdot\overline{\mu}\cdot\overline{c}_u^*\cdot tg(90^\circ - \alpha_5^*) \tag{6.132}$$

Uwzględniając w (6.132) bezwymiarowe równania opisujące wielkości $\overline{b}$, $\overline{\mu}$, $\overline{c}_u^*$ wynikające odpowiednio z (6.108), (6.117) oraz (6.127), można zapisać:

$$\begin{aligned} tg(90^\circ - \alpha^*) = (K_{7\alpha}\cdot R^7 + K_{6\alpha}\cdot R^6 + K_{5\alpha}\cdot R^5 + K_{4\alpha}\cdot R^4 + \\ + K_{3\alpha}\cdot R^3 + K_{2\alpha}\cdot R^2 + K_{1\alpha}\cdot R)\cdot tg(90^\circ - \alpha_3^*) \end{aligned} \tag{6.133}$$

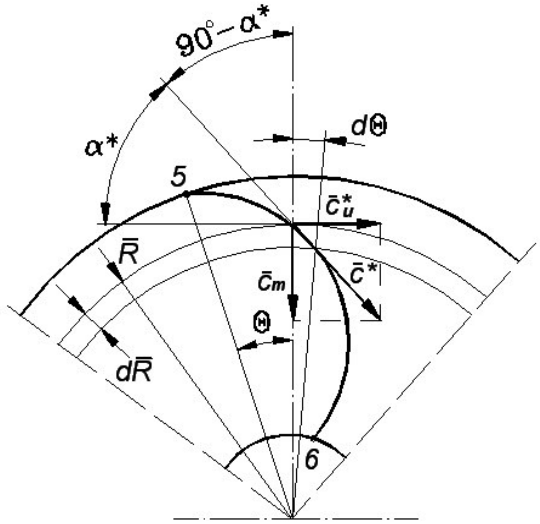
Funkcja $\alpha^*(\overline{R})$ decyduje o przebiegu szkieletowej łopatki kierownicy dośrodkowej i jest również wykorzystywana do wyznaczania zmienności grubości łopatki $s(R)$ na podstawie zależności (6.120).

6.5.5. Współrzędne biegunowe szkieletowej łopatki kierownicy dośrodkowej

Szkieletowa łopatki kierownicy dośrodkowej jest projektowana metodą punktową, przy czym położenie każdego punktu jest określone współrzędnymi biegunowymi ($\overline{R}, \theta$).

Biorąc pod uwagę, że elementarnej zmianie promienia $d\overline{R}$ na promieniu $\overline{R}$ odpowiada przyrost kąta $d\theta$, to zgodnie z przyjętymi na rys. 6.17 oznaczeniami można zapisać:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \frac{\overline{R} \cdot d\theta}{d\overline{R}} \qquad (6.134)$$



Rys. 6.17. Współrzędne biegunowe ($\overline{R}, \theta$) szkieletowej łopatki kierownicy dośrodkowej

Uwzględniając w (6.134), że funkcja $tg(90^\circ - \alpha^*)$ jest określona równaniem (6.131), otrzymuje się:

$$d\theta = tg(90^\circ - \alpha_5^*) = \overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{c}_u^* \cdot d\overline{R} \qquad (6.135)$$

a po podstawieniu (6.117), (6.124) oraz (6.129) wyrażenie (6.135) przyjmie postać:

$$d\theta = tg(90^\circ - \alpha_5^*) \cdot [(K_{2b} \cdot \overline{R}^2 + K_{1b} \cdot \overline{R} + K_{0b}) \cdot$$

$$\cdot (K_{2\mu} \cdot \overline{R}^2 + K_{1\mu} \cdot \overline{R} + K_{0\mu}) \cdot (K_{2C} \cdot \overline{R}^2 + K_{1C} \cdot \overline{R} + K_{0C})] \cdot d\overline{R}$$

$$(6.136)$$

Całkując związek (6.136) w granicach od $\overline{R}_5 = 1$ do $\overline{R}$, otrzymuje się równanie określające zależność $\theta(\overline{R})$:

$$\theta(\overline{R}) = tg(90^\circ - \alpha_5^*) \cdot [\frac{1}{7} K_{6\theta}(\overline{R}^7 - 1) + \frac{1}{6} K_{5\theta}(\overline{R}^6 - 1) + \frac{1}{5} K_{4\theta}(\overline{R}^5 - 1) +$$

$$+ \frac{1}{4} K_{3\theta}(\overline{R}^4 - 1) + \frac{1}{3} K_{2\theta}(\overline{R}^3 - 1) + \frac{1}{2} K_{1\theta}(\overline{R}^2 - 1) + K_{0\theta}(\overline{R} - 1)]$$

(6.137)

Łopatka osiąga maksymalny kąt $\theta = \theta_{\max KD}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_6$. Natomiast kąt pokrycia łopatek kierownicy wynosi:

$$\varepsilon_{KD} = \theta_{\max KD} - \frac{2\pi}{z_{KD}} \tag{6.138}$$

WERSJA II – Założony rozkład krętu (moment ilości ruchu) $\overline{K^*(\overline{R})}$

W metodzie, według założonego rozkładu krętu, zasady wyznaczania zmiany szerokości kanału, czyli funkcji $\overline{b}(\overline{R})$ oraz funkcji $\overline{\mu}(\overline{R})$ są analogiczne jak w metodzie opartej na założonym rozkładzie składowej średniej prędkości obwodowej cieczy $\overline{c}_u(\overline{R})$. Różnica polega na tym, że zamiast $\overline{c}_u^*(\overline{R})$ jest zakładana zmiana krętu w funkcji promienia $K^*(\overline{R})$ wzór (6.139). Przyjęto, że funkcja $\overline{K^*(\overline{R})}$ jest co najwyżej wielomianem drugiego stopnia.

6.5.6. Zmiana krętu cieczy w funkcji promienia dośrodkowej kierownicy łopatkowej

Przyjęto, że równanie opisujące zmianę krętu cieczy ma postać:

$$K^* = k_{2K} R^2 + k_{1K} R + k_{0K} \tag{6.139}$$

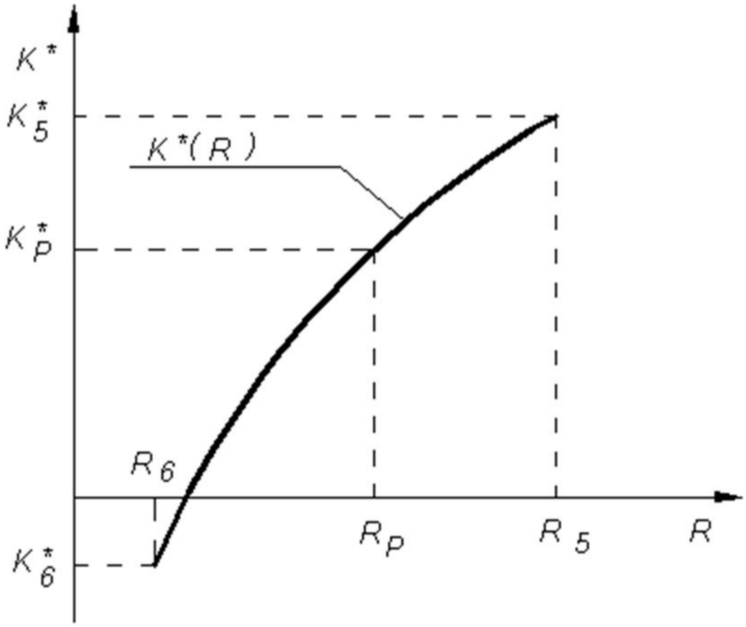
gdzie: k_{2k}, k_{1k}, k_{0k} - stałe współczynniki równania wyznaczane z warunków:

$$K^* = K_5^* \text{ dla } R = R_5$$
$$K^* = K_P^* \text{ dla } R = R_P \tag{6.140}$$
$$K^* = K_6^* \text{ dla } R = R_6$$

Punkt P o współrzędnych (K_P^*, R_P) spełniających zależności:

$$R_5 \geq R_P \geq R_6$$
$$K_5^* \geq K_P^* \geq K_6^* \qquad (6.141)$$

stanowi punkt pomocniczy, leżący na linii (6.18), i jest tak dobrany, aby zapewnić pożądany gradient zmian krętu K^* wzdłuż promienia *R*.



Rys. 6.18. Przykładowa zmiana krętu w funkcji promienia kierownicy dośrodkowej

W praktyce wygodniej jest posługiwać się bezwymiarową wielkością krętu $\overline{K}^* = \dfrac{K^*}{K_5^*}$.

Wobec tego równanie (6.139) przyjmie postać:

$$\overline{K}^* = K_{2K}\overline{R}^2 + K_{1K}\overline{R} + K_{0K} \qquad (6.142)$$

6.5.7. Kąt konstrukcyjny łopatki kierownicy dośrodkowej

Z równania ciągłości przepływu przez dośrodkową kierownicę łopatkową:

$$Q_K = 2\pi \cdot R_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot c_{5m} = 2\pi \cdot R \cdot b \cdot \mu \cdot c_m = 2\pi \cdot R_6 \cdot b_6 \cdot \mu_6 \cdot c_{6m} \qquad (6.143)$$

po uwzględnieniu odpowiednich zależności kinematycznych zapisanych w postaci ogólnej wzorem:

$$\frac{c_u^*}{c_m} = tg(90^\circ - \alpha^*) \tag{6.144}$$

oraz równania:

$$K^* = R \cdot c_u^* \tag{6.145}$$

otrzymuje się zależność następującą, służącą do wyznaczenia funkcji $\alpha^*(\overline{R})$:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{K}^* \cdot tg(90^\circ - \alpha_5^*) \tag{6.146}$$

na podstawie której, przy pomocy (6.120), jest również wyznaczana zmienność grubości łopatki kierownicy dośrodkowej $s(R)$.

Uwzględniając w zależności (6.146) bezwymiarowe równania opisujące wielkości $\overline{b}, \overline{\mu}, \overline{K}^*$, określone odpowiednio przez (6.117), (6.124) oraz (6.142), można zapisać:

$$\begin{aligned} tg(90^\circ - \alpha^*) = (&K_{6\alpha} \cdot R^6 + K_{5\alpha} \cdot R^5 + K_{4\alpha} \cdot R^4 + K_{3\alpha} \cdot R^3 + \\ &+ K_{2\alpha} \cdot R^2 + K_{1\alpha} \cdot R + K_{0\alpha}) \cdot tg(90^\circ - \alpha_5^*) \end{aligned} \tag{6.147}$$

6.5.8. Współrzędne biegunowe łopatki kierownicy dośrodkowej

Szkieletowa łopatki kierownicy dośrodkowej jest projektowana metodą punktową, przy czym położenie każdego punktu jest określone współrzędnymi biegunowymi ($\overline{R}, \theta$).

Biorąc pod uwagę, że elementarnej zmianie promienia $d\overline{R}$ na promieniu $\overline{R}$ odpowiada przyrost kąta $d\theta$, to zgodnie z przyjętymi na rys. 6.17 oznaczeniami można zapisać:

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = \frac{\overline{R} \cdot d\theta}{d\overline{R}} \tag{6.148}$$

Uwzględniając w (6.146), że funkcja $tg(90^\circ - \alpha^*)$ jest określona równaniem (6.103), otrzymuje się:

$$d\theta = tg(90^\circ - \alpha_3^*) \cdot \overline{b} \cdot \overline{\mu} \cdot \overline{K}^* \cdot \frac{d\overline{R}}{\overline{R}} \tag{6.149}$$

a po podstawieniu (6.117), (6.120) oraz (6.142) wyrażenie (6.149) przyjmie postać:

$$d\theta = tg(90^\circ - \alpha_5^*) \cdot [(K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b}) \cdot$$

$$\cdot (K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu}) \cdot (K_{2K}\overline{R}^2 + K_{1K}\overline{R} + K_{0K})] \cdot \frac{d\overline{R}}{\overline{R}} \qquad (6.150)$$

Całkując związek (6.150) w granicach od $\overline{R}_5 = 1$ do $\overline{R}$, otrzymuje się równanie określające zależność $\theta(\overline{R})$:

$$\theta(\overline{R}) = tg(90^\circ - \alpha_5^*) \cdot [\frac{1}{6}K_{6\theta}(\overline{R}^6 - 1) + \frac{1}{5}K_{5\theta}(\overline{R}^5 - 1) + \frac{1}{4}K_{4\theta}(\overline{R}^4 -$$

$$+ \frac{1}{3}K_{3\theta}(\overline{R}^3 - 1) + \frac{1}{2}K_{2\theta}(\overline{R}^2 - 1) + K_{1\theta}(\overline{R} - 1) + K_{0\theta} \cdot \ln \overline{R}] \qquad (6.151)$$

Łopatka osiąga maksymalny kąt $\theta = \theta_{\max KD}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_6$, natomiast kąt pokrycia łopatek kierownicy wynosi:

$$\varepsilon_{KD} = \theta_{\max KD} - \frac{2\pi}{z_{KD}} \qquad (6.152)$$

6.6. Kolektory zbiorcze

Kolektory zbiorcze stanowią nieruchomy kanał przepływowy w korpusie tłocznym ostatniego stopnia pompy (3.5 poz. 7). Najczęściej są stosowane dwa typy kolektorów zbiorczych:

- spiralne kanały zbiorcze,
- kolektory o stałym przekroju.

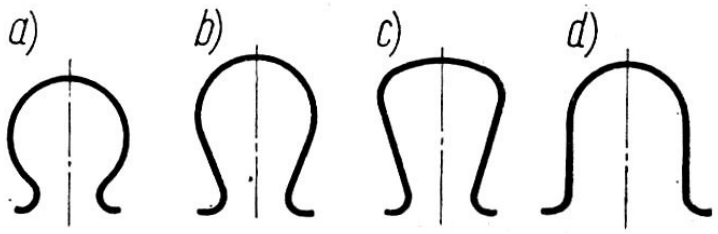
6.6.1. Spiralne kanały zbiorcze

Spiralne kanały zbiorcze są usytuowane bezpośrednio za wirnikiem. Natomiast kolektory o stałym przekroju są najczęściej poprzedzone kierownicą odśrodkową.

Zadaniem spiralnych kanałów zbiorczych jest:

- zbieranie cieczy wypływającej z całego wirnika i kierowanie jej do króćca tłocznego pompy,
- zamiana energii kinetycznej na energię ciśnienia z możliwie najmniejszymi stratami hydraulicznymi.

Rodzaje przekrojów spiralnych kanałów zbiorczych zostały przedstawione na rys. 6.19.



Rys. 6.19. Przekroje poprzeczne zarysów spiralnych kanałów zbiorczych [27, 39]

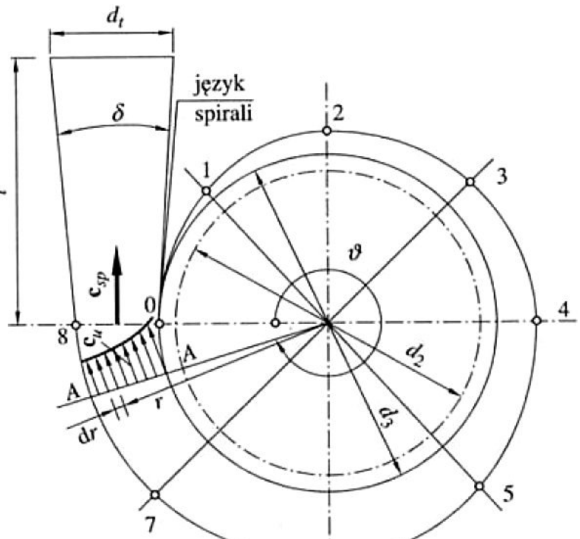
Najczęściej w pompach jednostopniowych są stosowane zarysy kołowe „a” i „b” oraz trapezowy „c”. Natomiast w pompach wielostopniowych znajduje zastosowanie zarys o kształcie „d”.

Publikowane w literaturze [27, 39] metody projektowania spiralnych kanałów zbiorczych zakładają niezmienność krętu przepływającej cieczy lub jej stałą prędkość średnią.

Metoda oparta na zasadzie niezmienności kręty zakłada, że:

$$K = c_u r = const \tag{6.153}$$

Oznacza to, że prędkość c_u maleje w miarę oddalania się od osi pompy (rys. 6.20).



Rys. 6.20. Spiralny kanał zbiorczy i dyfuzor wylotowy [35]

Średnia prędkość przepływu nie jest stała we wszystkich przekrojach spirali, lecz zmniejsza się w miarę wzrostu kąta środkowego φ. Zasada stałego krętu obowiązuje dla cieczy doskonałych, tj. bez uwzględnienia tarcia.

Występujące straty mieszania cieczy i tarcia o ścianki kanału powoduje zmniejszenie prędkości $c_u^{'} < c_u$. W związku z tym powierzchnie przekrojów poprzecznych spirali A należy powiększyć.

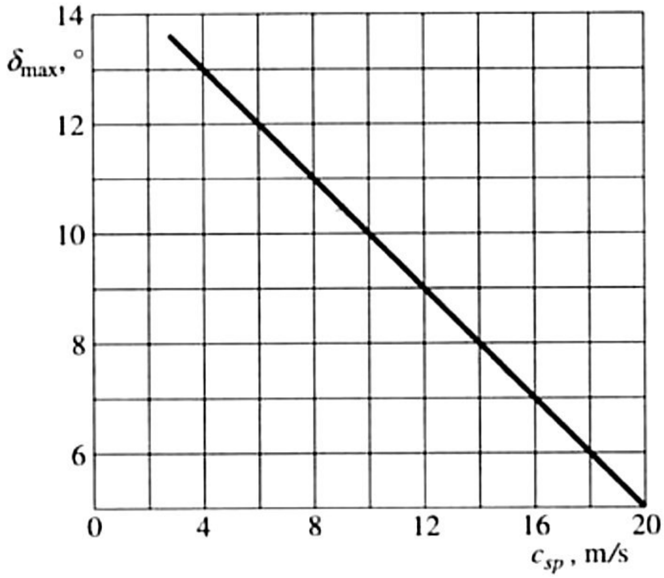
Pfleiderer [27, 39] zaproponował wzór empiryczny na zwiększenie przekroju:

$$\Delta A = \frac{\lambda}{8}\frac{\pi}{180}R\int_0^{\varphi} b_{sr}\,d\varphi \tag{6.154}$$

gdzie: $\lambda \cong 0{,}04$ - współczynnik oporu hydraulicznego,

b_{sr} - średnia szerokość w przekroju, zmieniająca się wzdłuż promienia kanału spiralnego.

Zaleca się, aby kąt rozwarcia dyfuzora wylotowego δ (rys. 6.20) nie przekraczał 12^o. Maksymalne wartości kąta rozwarcia $\delta_{\max}$ zostały przedstawione na (rys. 6.21).



Rys. 6.21. Zależność kąta rozwarcia $\delta_{\max}$ dyfuzora od prędkości c_{sp} [27]

W metodzie opartej na zasadzie stałej prędkości zakłada się stałą prędkość średnią cieczy wzdłuż całej długości spirali. W związku z tym może być stosowana do obliczeń kanału spiralnego o dowolnym przekroju poprzecznym.

Średnią prędkość w spirali oblicza się z wzoru:

$$c_{sp} = K_{csp}\sqrt{2gH_N} \tag{6.155}$$

Przebieg zmian współczynnika K_{csp} w funkcji wyróżnika szybkobieżności n_q przedstawiono na rys. 6.4.

Po określeniu wartości c_{sp} wyznacza się pola przekroju spirali dla dowolnego kąta środkowego φ z wzoru:

$$A_{sp} = \frac{Q_\varphi}{c_{sp}} \tag{6.156}$$

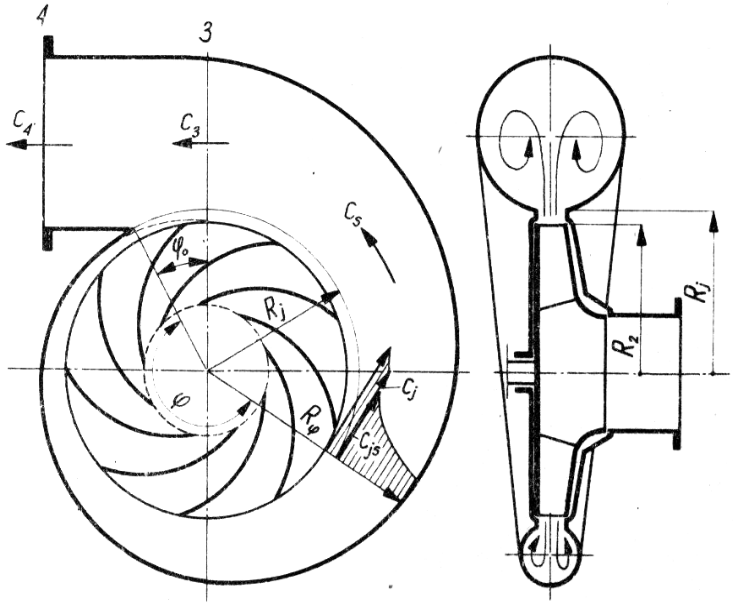
W metodach tych brak jest analitycznych sposobów obliczania parametrów przepływowych cieczy. Dotyczy to głównie wyznaczania przyrostu ciśnień statycznych oraz strat przepływowych, bez znajomości których niemożliwa jest optymalizacja projektu.

Metoda obliczania strat hydraulicznych w spiralnych kanałach zbiorczych opracowana została przez Kuczewskiego i omówiona w [35].

6.6.2. Przepływ przez spiralny kanał zbiorczy

W przypadku gdy spiralny kanał zbiorczy jest umieszczony bezpośrednio za wirnikiem, co często spotyka się w konstrukcjach pomp, to parametry cieczy na wlocie do kolektora są identyczne z parametrami na wyjściu z wirnika. Jeżeli byłaby to kierownica bezłopatkowa, to wówczas wszystkie wyprowadzone poniżej wzory pozostaną te same, natomiast parametry początkowe należy przyjąć takie, jakie występują na wyjściu z kierownicy. Na rys. 6.22 pokazano schemat spiralnego kanału zbiorczego o przekroju kołowym.

Przekrój tego spiralnego kanału rośnie równomiernie, począwszy od zera w miejscu oznaczonym na rys. 6.22 kątem φ_0 i odległym od osi wirnika o promień R_j aż do wylotu. Miejsce wyznaczone współrzędnymi R_j i φ_0 określa położenie tak zwanego języczka spiralnej. Bieżący promień spirali w przekroju przeprowadzonym pod kątem φ oznaczono przez R_φ. Przekrój czynny spirali w postaci koła, ewentualnie częściowo odciętego cięciwą, rozpoczyna się od promienia języczka spirali R_j. Średnią prędkość w dowolnym przekroju oznaczono przez c_S, przy czym, biorąc pod uwagę niewielką krzywiznę spirali, przyjmuje się, że ma ona kierunek obwodowy.

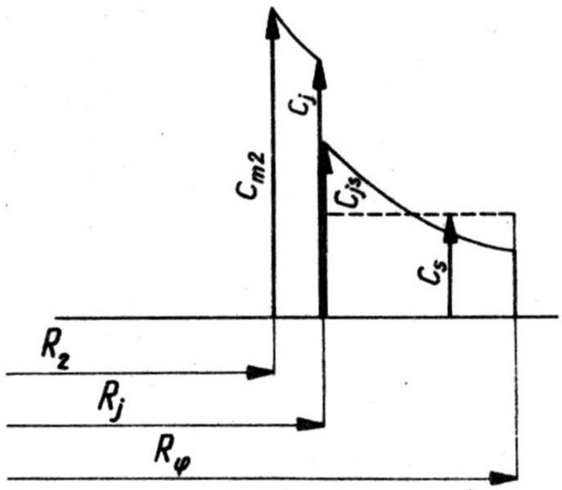


Rys. 6.22. Schemat spiralnego kanału zbiorczego o przekroju kołowym i rozkład prędkości w tym kanale

Rzeczywisty przepływ przez kierownicę bezłopatkową i spiralny kanał zbiorczy ma charakter złożony. Ciecz wypływa z wirnika z prędkością c_2 w sposób nierównomierny wzdłuż obwodu. Na drodze, aż do przekroju na promieniu R_j, zachowuje się jak w kierownicy bezłopatkowej, to znaczy zarówno składowe obwodowe prędkości, jak i merydionalne maleją w pierwszym przybliżeniu proporcjonalnie do stosunku promieni R_j / R_2. W kierownicy bezłopatkowej następuje częściowe mieszanie i wyrównywanie się strug, postępujące dalej w przekrojach spirali. W przekroju R_j odpowiednie składowe prędkości wynoszą:

$$c_j = c_{u2} \frac{R_2}{R_j} \qquad\qquad c_{mj} \cong c_{m2} \frac{R_2}{R_j} \tag{6.157}$$

Następnie droga cząstek łagodnie odgina się w kierunku obwodowym w ten sposób, że stopniowo zanikają składowe merydionalne prędkości c_m, a jednocześnie ciecz wpływa do kanału o przekroju powiększonym – zwykle spirale projektuje się tak, aby nastąpiło tam zmniejszenie energii kinetycznej na rzecz wzrostu ciśnienia statycznego. Przyjmuje się, dla uproszczenia obliczeń, że na przejściu do omawianego przekroju nastąpi nagłe zmniejszenie składowych obwodowych prędkości z c_j na c_{jS} na promieniu R_j. Dalej w przekroju spirali rozkład prędkości nie będzie równomierny, ale wobec oddalania się torów cząstek od osi, przy założeniu zachowania stałego krętu, prędkości obwodowe będą malały w przybliżeniu według prawa swobodnego wiru. Przebieg prędkości obwodowych w przekroju A_φ pokazano schematycznie na rys. 6.23.



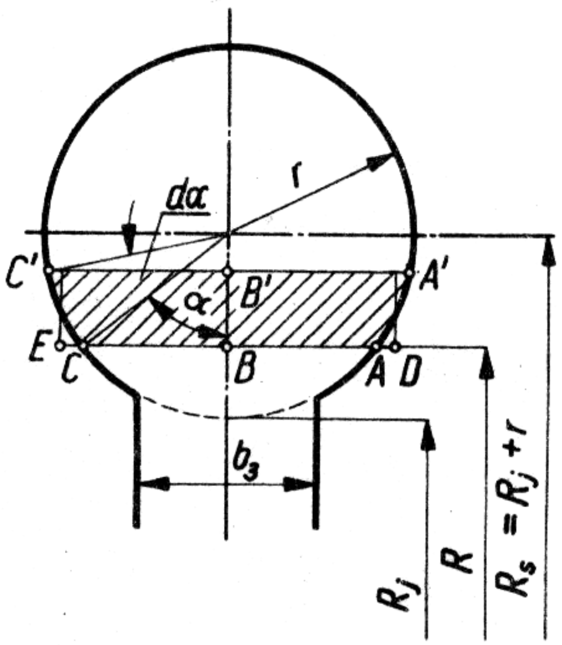
Rys. 6.23. Rozkład składowych prędkości obwodowych w przekroju określonym kątem φ spiralnego kanału zbiorczego

Jeśli przez przekrój A_φ przepływa wydatek cieczy Q_φ, to średnia prędkość w kanale wyniesie:

$$c_S = \frac{Q_\varphi}{F_\varphi} \qquad A_\varphi = \pi r_\varphi^2 \tag{6.158}$$

gdzie: r_φ - promień przekroju spirali w przekroju A_φ.

Na rys. 6.24 pokazano przekrój przez spiralę w dowolnym miejscu. Dla uproszczenia zapisów wzorów przy określaniu prędkości c_{jS} pominięto wszystkie indeksy φ.



Rys. 6.24. Przekrój przez kołowy spiralny kanał zbiorczy przeprowadzony pod dowolnym kątem φ

Elementarny przekrój wynosi:

$$dA = EDBB'$$

$$ED = \frac{1}{2}\left(AC + A'C'\right)$$

$$A'C' = 2r\sin\left(\alpha + d\alpha\right)$$

Zakładając $d\alpha$ jako małe, otrzymamy:

$$ED = 2r\sin\alpha$$

$$BB' = r\sin\alpha d\alpha$$

zatem:

$$dA = 2r^2\sin^2\alpha d\alpha \tag{6.159}$$

elementarny wydatek płynący przez pole dA wyniesie:

$$dQ = cdA \tag{6.160}$$

gdzie: c - składowa obwodowa prędkości w przekroju dA.

Założono, że zmiana prędkości obwodowych w przekroju rozpatrywanym następuje według równania krętu:

$$Rc_u = const = T$$

Na podstawie rys. 6.24 można napisać:

$$R = R_j + r - r\cos\alpha = r\left(\frac{R_j}{r} + 1 - \cos\alpha\right) \tag{6.161}$$

Z równań (6.159), (6.160) i (6.161) otrzymuje się:

$$\begin{gathered} dQ = 2rT\frac{\sin^2\alpha}{\frac{R_j}{r} + 1 - \cos\alpha}d\alpha \\ Q = 2rT\int_0^{\pi}\frac{\sin^2\alpha}{\frac{R_j}{r} + 1 - \cos\alpha}d\alpha \end{gathered} \tag{6.162}$$

Dla rozwiązania całki wykorzystano następujące przekształcenia:

$$\frac{R_j}{r} + 1 = a \tag{6.163}$$

$$\frac{Q}{2rT} = J \tag{6.164}$$

$$J = \int\frac{1 - \cos^2}{a - \cos\alpha} \tag{6.165}$$

$$a - \cos\alpha = z \tag{6.166}$$

skąd:

$$\begin{gathered} \sin\alpha d\alpha = dz \\ \cos\alpha = a - z \end{gathered} \tag{6.167}$$

Po podstawieniu (6.166) do (6.165) otrzymano:

$$J = \int\frac{\sqrt{-z^2 + 2az + \left(1 - a^2\right)}}{z}dz \tag{6.168}$$

całkując:

$$\int \frac{\sqrt{mz^2+nz+p}}{z}dz = \sqrt{mz^2+nz+p} + \frac{n}{2}\int \frac{dz}{\sqrt{mz^2+nz+p}} + p\int \frac{dz}{\sqrt{mz^2+nz+p}} \qquad (6.169)\ \text{p}$$

po podstawieniu:

$$m=-1 \quad n=2a \quad p=1-a^2$$

otrzymano:

$$J = \sqrt{-z^2+2az+\left(1-a^2\right)} + a\int \frac{dz}{\sqrt{-z^2+2az+\left(1-a^2\right)}} + \left(1-a^2\right)\int \frac{dz}{z\sqrt{-z^2+2az+\left(1-a^2\right)}} \qquad (6.170)$$

Oznaczając pierwszą całkę przez J_1:

$$J_1 = \int \frac{dz}{\sqrt{1-(a-z)^2}} \qquad (6.171)$$

po podstawieniu:

$$a-z=t \quad dz=-dt$$

$$J_1 = \int \frac{dt}{\sqrt{1-t^2}} = -\arcsin t$$

zatem:

$$J_1 = -\arcsin(a-z) = -\arcsin(\cos\alpha) \qquad (6.172)$$

$$J_2 = \int \frac{dz}{z\sqrt{-z^2+2az+\left(1-a^2\right)}} = \int \frac{dz}{z\sqrt{mz^2+nz+p}} = \frac{1}{\sqrt{-p}}\arcsin\frac{nz+2p}{z\sqrt{-\left(4mp-n^2\right)}}$$

co jest słuszne dla warunku $p<0$ oraz $4mp-n^2<0$

$$p = 1 - a^2 \quad a > 1 \quad 1 - a^2 < 0$$

$$4mp - n^2 = -4 < 0$$

$$J_2 = \frac{1}{\sqrt{a^2 - 1}} \arcsin \frac{az + \left(1 - a^2\right)}{z} = \tag{6.173}$$

$$\frac{1}{\sqrt{a^2 - 1}} \arcsin \frac{1 - a\cos\alpha}{a - \cos\alpha}$$

Biorąc pod uwagę, że:

$$\sqrt{-z^2 + 2az + \left(1 - a^2\right)} = \sin\alpha$$

ostateczna wartość całki J wyraża się wzorem:

$$J = \sin\alpha - a\arcsin(\cos\alpha) - \sqrt{a^2 - 1}\arcsin\frac{4 - a\cos\alpha}{a - \cos\alpha} \tag{6.174}$$

Po dalszym przekształceniu:

$$J = \ / \ \sin\alpha - \left(\frac{R_j}{r} + 1\right)\arcsin(\cos\alpha) +$$

$$- \sqrt{\frac{R_j}{r}\left(\frac{R_j}{r} + 2\right)} \arcsin \frac{1 - \left(\frac{R_j}{r} + 2\right)\cos\alpha}{\frac{R_j}{r} + 1 - \cos\alpha} + c \ \Big/_0^\pi \tag{6.175}$$

Po podstawieniu granic całkowania otrzymuje się:

$$Q = 2\pi T\left[R_j - \sqrt{R_j\left(R_j + 2r\right)} + r\right] \tag{6.176}$$

stąd określa się stałą T :

$$T = \frac{Q}{2\pi\left[R_j - \sqrt{R_j\left(R_j + 2r\right)} + r\right]} \tag{6.177}$$

Ponieważ:

$$R_j c_{jS} = R_C = T$$

dla przekroju A_φ i wydatku Q_φ:

$$c_{jS} = \frac{T}{R_j} = \frac{Q_\varphi}{2\pi R_j\left[R_j - \sqrt{R_j\left(R_j + 2r\right)} + r\right]} \tag{6.178}$$

wydajność Q_φ przepływająca przez przekrój A_φ musi równać się wydajności wypływającej z wirnika na części jego obwodu odpowiadającemu kątowi opasania $\varphi - \varphi_0$:

$$Q_\varphi = c_{m2} R_2 (\varphi - \varphi_0) b_2 \tag{6.179}$$

albo na wylocie z kierownicy bezłopatkowej:

$$Q_\varphi = c_{mj} R_j (\varphi - \varphi_0) b_3 \tag{6.180}$$

Po podstawieniu do wzoru (6.178) otrzymuje się zależność:

$$c_{jS} = \frac{c_{m2} R_2 (\varphi - \varphi_0) b_2}{2\pi R_j^2 \left[1 - \sqrt{1 + \frac{r_\varphi}{R_j}} + \frac{r_\varphi}{R_j}\right]} \tag{6.181}$$

Chcąc uzyskać jak największą sprawność pompy, należy dążyć do tego, aby wirnik na całym swoim obwodzie pracował w warunkach jednakowych i optymalnych; dodatkową korzyścią będzie wówczas redukcja działającej na wirnik siły promieniowej. Na wirnik działać będzie wyłącznie siła od ciężaru i niewyważenia.

Warunek ten zostanie osiągnięty, jeśli tuż za wirnikiem na obwodzie panować będzie jednakowe ciśnienie statyczne p_2, a towarzyszyć temu muszą oczywiście jednakowe prędkości i ich kąty na obwodzie zewnętrznym i wewnętrznym wieńca łopatkowego. To z kolei może być spełnione wówczas, jeśli na drodze poszczególnych strumieni wypływających z kanałów łopatkowych wirnika, aż do wylotu ze spirali, zachodzić będą jednakowe straty przepływu.

6.6.3. Straty hydrauliczne w spiralnym kanale zbiorczym

Straty hydrauliczne w spirali dla przedstawionego obrazu przepływu można określić jako sumę strat częściowych. Współczynniki strat ξ_1, ξ_3, ξ_4 wyznaczono na podstawie obliczeń odtworzeniowych zaprojektowanych i zbadanych pomp oraz wentylatorów [34, 35].

1) Strata przepływu na skutek odgięcia strugi i likwidacji merydionalnej prędkości c_{2m}:

$$\Delta p_{S1} = \xi_1 \frac{\rho}{2} m^2 c_{2m}^2 \qquad (6.182)$$

gdzie: ξ_1 - współczynnik strat ($\xi_1 = 0,2$),
m - współczynnik nierównomierności strugi na wylocie z wirnika.

2) Strata nagłego uskoku prędkości na promieniu R_j z wartości c_j na c_{jS} (rys. 6.23):

$$\Delta p_{S2} = 0,9 \frac{\rho}{2} \left(c_j - c_{jS}\right)^2 \qquad (6.183)$$

gdzie: 0,9 - współczynnik zmniejszenia strat przyjęty na podstawie badań doświadczalnych.

3) Straty związane z energią wirów wzbudzanych w kanale spirali oraz energią pewnej ilości cieczy krążącej stale wokół wirnika wewnątrz obwodu $2\pi R_j$:

$$\Delta p_{S3} = \xi_3 \frac{\rho}{2} c_{jS}^2 \qquad (6.184)$$

gdzie: ξ_3 - współczynnik strat ($\xi_3 = 0,3$).

4) Strata w dyfuzorze wylotowym od przekroju 3 do 4 (rys. 6.22), to znaczy od zakończenia właściwej spirali do wylotu z pompy:

$$\Delta p_{S4} = \xi_4 \frac{\rho}{2} \left(c_3 - c_4\right)^2 \qquad (6.185)$$

gdzie: ξ_4 - współczynnik strat ($\xi_4 = 0,4 \div 0,5$).

Całkowita strata przepływu spirali jest sumą strat cząstkowych:

$$\Delta p_S = \Delta p_{S1} + \Delta p_{S2} + \Delta p_{S3} + \Delta p_{S4} \qquad (6.186)$$

6.6.4. Metoda wyznaczania głównych wymiarów spirali

Jeśli straty w poszczególnych strugach mają być jednakowe i jednakowe mają być prędkości wypływu z wirnika, to również, jak wynika ze wzoru (6.186), muszą być spełnione warunki:

$$c_j = const$$

$$c_{jS} = const$$

zatem zgodnie ze wzorem (6.181) musi zachodzić zależność:

$$\frac{c_{m2} R_2 \left(\phi - \phi_0\right) b_2}{2\pi R_j^2 \left[1 - \sqrt{1 + 2\frac{r_\phi}{R_j} + \frac{r_\phi}{R_j}}\right]} = const$$

Po podzieleniu obu stron przez wielkości stałe:

$$\frac{c_{m2} R_2 b_2}{2\pi R_j^2}$$

otrzymuje się:

$$\frac{\phi - \phi_0}{1 - \sqrt{1 + 2\frac{r_\phi}{R_j} + \frac{r_\phi}{R_j}}} = const \tag{6.187}$$

Promień bieżący środków przekroju kołowych spirali (rys. 6.24) wynosi:

$$R_{S\varphi} = R_j + r_\varphi \tag{6.188}$$

Po podstawieniu do wzoru (6.187) wartości r_φ obliczanej ze wzoru (6.188) otrzymuje się ostatecznie warunek:

$$\frac{\phi - \phi_0}{\frac{R_{S\phi}}{R_j} - \sqrt{2\frac{R_{S\phi}}{R_j} - 1}} = const = C \tag{6.189}$$

Celem wyznaczenia stałej C przyjmuje się średnią prędkość w końcowym przekroju spirali $(\varphi = 2\pi)$:

$$c_{S2\pi} = \frac{Q_{2\pi}}{\pi r_{2\pi}^2}$$

$$Q_{2\pi} = 2\pi R_2 c_{m2} b_2 \left(1 - \frac{\varphi_0}{2\pi}\right) = Q\left(1 - \frac{\varphi_0}{2\pi}\right) \tag{6.190}$$

$$c_{S2\pi} = \frac{Q\left(1 - \frac{\varphi_0}{2\pi}\right)}{\pi r_{2\pi}^2}$$

skąd:

$$r_{2\pi} = \sqrt{\frac{Q\left(1 - \frac{\varphi_0}{2\pi}\right)}{\pi c_{S2\pi}}} \tag{6.191}$$

$$R_{S2\pi} = R_j + r_{2\pi} \tag{6.192}$$

Po podstawieniu w równaniu (6.189) wartości:

$$\varphi = 2\pi \text{ i } R_{S\varphi} = R_{S2\pi}$$

otrzymuje się poszukiwaną stałą C.

Następnie, zakładając dowolne kąty φ w obszarze od φ_0 do $\varphi = 2\pi$, z równania (6.189) znajduje się dla tych kątów współrzędne biegunowe krzywej środków przekrojów spirali $R_{S\varphi}$ i z kolei z równania (6.188) – promienie tych przekrojów r_φ.

6.6.5. Kolektory o stałym przekroju

Kolektory o stałym przekroju są stosowane zarówno w pompach jednostopniowych, jak i w pompach wielostopniowych w przypadkach, w których są poprzedzone kierownicą odśrodkową. Sprawność hydrauliczna kolektorów o stałym przekroju jest mniejsza od sprawności hydraulicznej spiralnych kanałów zbiorczych. W pompach wielostopniowych nie ma to większego znaczenia, ponieważ energia kinetyczna cieczy w kolektorze zbiorczym jest mała w stosunku do jego energii potencjalnej (ciśnienia) [27, 39].

Pole powierzchni kolektora zbiorczego wyznacza się z wzoru:

$$A_{kz} = \frac{Q}{c_{KZ}} = \frac{Q}{mc_{4u}} \tag{6.193}$$

gdzie: Q - wydajność pompy,

m - współczynnik empiryczny $m = 0{,}55 \div 0{,}65$; mniejsze wartości odpowiadają większym wartościom wyróżnika szybkobieżności n_q,

c_{KZ} - prędkość obwodowa cieczy wpływającej do kolektora zbiorczego odpowiadająca składowej c_{4u} prędkości bezwzględnej na wylocie z kierownicy odśrodkowej.

7. ZWIĄZKI I ZALEŻNOŚCI PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH Z KINEMATYCZNYMI ORAZ STRATY HYDRAULICZNE W ELEMENTACH UKŁADÓW PRZEPŁYWOWYCH MONOBLOKOWYCH POMP JEDNOSTOPNIOWYCH

Pompy o konstrukcji przedstawionej na rys. 3.4 najczęściej są maszynami jedno-stopniowymi.

Układ hydrauliczny tych pomp jest złożony z:

- komory ssawnej ograniczonej sitem wlotowym,
- wirnika, którego kształt podyktowany względami ruchowymi i eksploatacyjnymi odbiega od typowych rozwiązań wirników innych pomp (rys. 8.71),
- kanałów nieruchomych budowanych w dwóch wersjach rozwiązań hydraulicznych:
    - z kierownicą promieniowo-osiową połączoną z płaszczem wodnym, którego zadaniem jest chłodzenie napędowego silnika elektrycznego, skąd następnie ciecz odprowadzana jest do króćca tłocznego (rys. 3.5),
    - ze spiralnym kanałem zbiorczym, którego króciec tłoczny umieszczony jest z boku pompy, w tym rozwiązaniu silnik chłodzony jest cieczą, w której zanurzony jest zespół pompowy, bądź pracuje bez chłodzenia w przypadku umieszczenia zespołu w tzw. suchej komorze (rys. 7.1).

Ze względu na założone zmienne warunki eksploatacji, układy hydrauliczne tych maszyn projektuje się nie w oparciu o punkt obliczeniowy, jak pompy przeznaczone do pracy w otoczeniu punktu nominalnego, lecz przy założeniu określonego kształtu charakterystyki przepływu $H(Q)$ oraz nieprzeciążanego kształtu charakterystyki poboru mocy $P_p(Q)$, przy założeniu pełnego wykorzystania stojącej do dyspozycji mocy silnika napędowego.

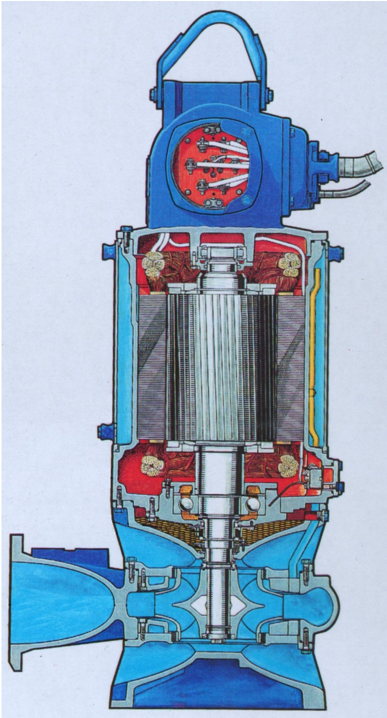
Zgodnie z rozdziałem 3 przyjmuje się również, że spełnione są między innymi następujące założenia:

- różnica między kinematyką teoretyczną i zastępczą kinematyką rzeczywistą określa kąt odchylenia strugi od kierunku łopatki (4.39):

$$\vartheta_2 = \beta_2^* - \beta_2$$

- wędrówka wierzchołka wylotowego trójkąta prędkości wirnika w zmiennych warunkach pracy odbywa się wzdłuż linii odpowiadającej hipotezie stałego wyróżnika kształtu wirnika $B = const$ (4.42):

$$B = k \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \frac{b_2 D_2}{b_1 D_1} \cdot \frac{b_2}{D_2 - D_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau}}$$



Rys. 7.1. Pompa monoblokowa jednostopniowa ze spiralnym kanałem zbiorczym [30]

W kolejnych rozdziałach zostały omówione związki pomiędzy parametrami geometrycznymi i kinematycznymi oraz zależności określające wartości strat hydraulicznych w elementach układu przepływowego pompy.

Sumaryczne straty hydrauliczne pompy można rozdzielić na:

- straty hydrauliczne wirnika $(\Delta p_s)_W$, $(\Delta h_s)_W$
- straty hydrauliczne kierownicy bezłopatkowej $(\Delta p_s)_D$, $(\Delta h_s)_D$
- straty hydrauliczne kierownicy $(\Delta p_s)_K$, $(\Delta h_s)_K$
- straty hydrauliczne płaszcza wodnego silnika $(\Delta p_s)_{PW}$, $(\Delta h_s)_{PW}$
- straty hydrauliczne króćca tłocznego $(\Delta p_s)_{KT}$, $(\Delta h_s)_{KT}$

Ze względu na małe wartości strat przepływu przez sito wlotowe pominięto je w dalszej analizie przepływu.

Całkowite straty hydrauliczne dla omawianego typu pomp można zapisać jako sumę strat w poszczególnych elementach układu przepływowego:

$$\sum \Delta p_{\mathrm{s}} = (\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{W}} + (\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{D}} + (\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{K}} + (\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}} + (\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{KT}}$$
$$\sum \Delta h_{\mathrm{s}} = (\Delta h_{\mathrm{s}})_{\mathrm{W}} + (\Delta h_{\mathrm{s}})_{\mathrm{D}} + (\Delta h_{\mathrm{s}})_{\mathrm{K}} + (\Delta h_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}} + (\Delta h_{\mathrm{s}})_{\mathrm{KT}} \tag{7.1}$$

lub w postaci bezwymiarowej zgodnie z zależnościami (2.1):

$$\sum \psi_{\mathrm{s}} = (\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{W}} + (\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{D}} + (\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{K}} + (\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}} + (\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{KT}}$$

7.1. Straty hydrauliczne w wirniku

Kinematyka przepływu oraz podstawowe równania określające zależności między parametrami hydraulicznymi i geometrycznymi w wirniku i bezłopatkowej kierownicy są takie same (rozdział 4.6.1) w obu przypadkach rozwiązań konstrukcyjnych pomp (rys. 3.4 i rys. 3.5). W związku z tym pozostaje określenie strat hydraulicznych w tych elementach.

Straty hydrauliczne w wirniku związane są z przepływem cieczy na odcinku 0-2 (rys. 3.3) i ich wartość można wyznaczyć z zależności empirycznej [9, 35, 62, 66], wzór (3.48):

$$(\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{W}} = \zeta_{\mathrm{W}} \frac{\rho}{2} \left[\left(u_2^2 - u_1^2\right) + \left(w_1^2 - w_2^2\right) \right]$$

gdzie: ζ_{W} - współczynnik strat hydraulicznych w wirniku,

u_1, u_2 - prędkość obwodowa na wlocie i wylocie z wieńca łopatkowego wirnika:

$$u_1 = \pi D_1\, n$$
$$u_2 = \pi D_2\, n \tag{7.2}$$

gdzie: w_1 - względna prędkość napływu cieczy na łopatkę wirnika,

w_2 - względna prędkość spływu cieczy z łopatki wirnika:

$$w_1^2 = (u_1 - c_{1\mathrm{u}})^2 + c_{1\mathrm{m}}^2$$
$$w_2^2 = (u_2 - c_{2\mathrm{u}})^2 + c_{2\mathrm{m}}^2 \tag{7.3}$$

Podstawiając do równania (3.48) wielkości określone wzorami (7.2), (7.3) oraz zależności:

$$Q_{\mathrm{W}} = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \mu_1 \cdot c_{1\mathrm{m}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2 \cdot c_{2\mathrm{m}} \tag{7.4}$$

i uwzględniając równocześnie założenie $c_{1\mathrm{u}} = 0$ oraz (2.1) i (2.2) dotyczące wyróżnika wysokości podnoszenia ψ i wydajności φ, otrzymuje się bezwymiarową postać równania strat w wirniku:

$$\psi_{sW} = \zeta_W \left\{ \varphi_2^2 \left[\left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_1 \cdot b_1 \cdot \mu_1} \right)^2 - 1 \right] + \tau_{c2} \left(2 - \tau_{c2} \right) \right\} \tag{7.5}$$

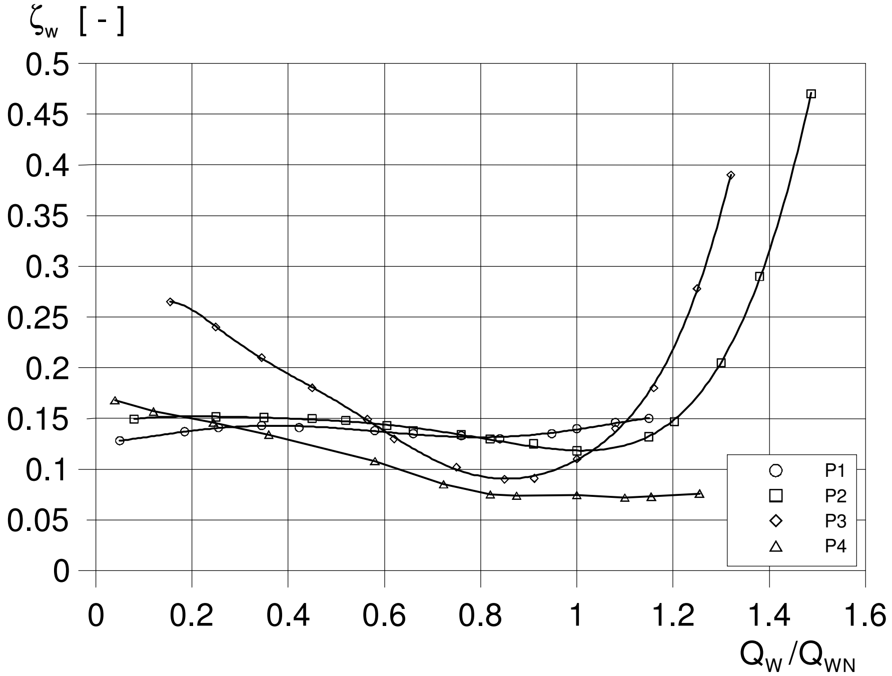
Bezwymiarowy wskaźnik τ_{c2} w równaniu (7.5) jest określony wzorem:

$$\tau_{c2} = 1 - \phi_2 ctg\left[\beta_2^* (1 - B) + B \operatorname{arc\,tg} \phi_2 \right] \tag{7.6}$$

Równanie (7.5) określa bezwymiarową postać charakterystyki strat hydraulicznych wirnika $\psi_{sW}(\varphi_2)$, w którym bezwymiarowy wyróżnik wydajności pompy φ_2 jest opisany wzorem:

$$\varphi = \frac{c_{2m}}{u_2} \tag{7.7}$$

Występujący w równaniu (7.5) współczynnik strat przedstawiono na rys. 7.2.



Rys. 7.2. Współczynnik strat hydraulicznych $\zeta_W(Q_W / Q_{WN})$ w wirniku

Wykresy sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

Na rys. 7.2 przedstawiono przebiegi krzywych $\zeta_{\mathrm{W}}\left(Q_W / Q_{WN}\right)$ dla czterech badanych pomp (jedna krzywa odpowiada jednej badanej pompie). Współczynniki strat dla pozostałych elementów układu hydraulicznego wyznaczone zostały dla tych samych pomp.

7.2. Straty hydrauliczne kierownicy bezłopatkowej

Kierownica bezłopatkowa *D* stanowi przestrzeń zawartą pomiędzy przekrojami kontrolnymi 2-3, tj. pomiędzy wylotem z wirnika a wlotem do kierownicy (rys. 3.3).

Straty hydrauliczne tego elementu wyznaczono z zależności podanej w [9, 35, 62]:

$$\left(\Delta p_{\mathrm{s}}\right)_{\mathrm{D}} = \zeta_{\mathrm{D}} \frac{\rho}{2}\left(c_2^2 - c_3^2\right) \tag{7.8}$$

gdzie: ζ_{D} - empiryczny współczynnik strat hydraulicznych kierownicy bezłopatkowej,

c_2 - prędkość bezwzględna cieczy na wylocie z wirnika,

c_3 - prędkość cieczy na wylocie z kierownicy bezłopatkowej.

Prędkość c_2 jest wyznaczona z zależności:

$$c_2^2 = c_{2\mathrm{m}}^2 + c_{2\mathrm{u}}^2 \tag{7.9}$$

w której poszczególne składowe określone są następująco:

- składowa merydionalna:

$$c_{2\mathrm{m}} = \frac{Q_{\mathrm{W}}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \tag{7.10}$$

- składowa obwodowa:

$$c_{2\mathrm{u}} = u_2 - c_{2\mathrm{m}}\ ctg\left[(1-B)\cdot \beta_2^* + B \mathrm{arc\ tg} \frac{c_{2\mathrm{m}}}{u_2}\right] \tag{7.11}$$

Prędkość cieczy c_3 na wylocie z kierownicy bezłopatkowej określa związek:

$$c_3^2 = c_{3m}^2 + c_{3u}^2 \tag{7.12}$$

Wartość składowej merydionalnej $c_{3\mathrm{m}}$ wyznacza się z zależności:

$$c_{3m} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3 \mu_3} \tag{7.13}$$

w której: D_3 - średnica wlotu na wieniec łopatkowy kierownicy,

b_3 - szerokość wieńca łopatkowego kierownicy,

μ_3 - współczynnik zmniejszenia przekroju wlotowego kierownicy przez łopatki:

$$\mu_3 = 1 - \frac{z_\mathrm{K} \cdot s_3}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3^*} \tag{7.14}$$

gdzie: z_K - liczba łopatek kierownicy,

s_3 - grubość łopatki na wlocie do kierownicy,

α_3^* - wlotowy kąt łopatki kierownicy.

Składowa obwodowa $c_{3\mathrm{u}}$ jest określana wzorem:

$$c_{3\mathrm{u}} = \frac{D_2}{D_3} c_{2\mathrm{u}} \tag{7.15}$$

Uwzględniając w równaniu (7.8) zależności (7.10) ÷(7.12) oraz (2.1) i (2.2), otrzymuje się bezwymiarową postać równania charakterystyk strat hydraulicznych kierownicy bezłopatkowej:

$$(\psi_s)_\mathrm{D} = \zeta_\mathrm{D} \cdot \left\{ \left[1 - \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3} \right)^2 \cdot \eta_\mathrm{v}^2 \right] \cdot \varphi_2^2 + \tau_{\mathrm{c}2}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \right\} \tag{7.16}$$

lub uwzględniając, że sprawność objętościowa wyraża się wzorem:

$$\frac{\varphi}{\varphi_2} = \eta_\mathrm{v}$$

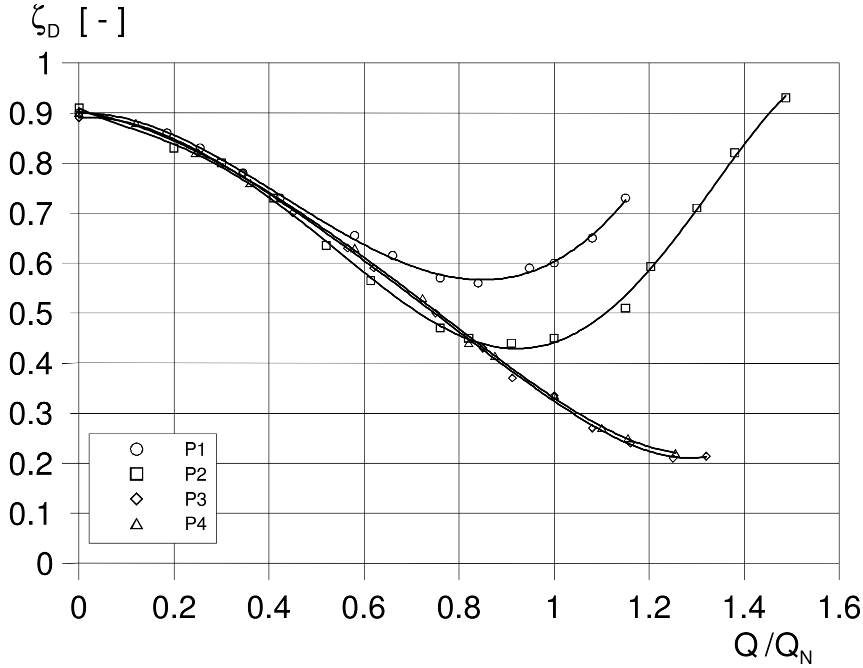
gdzie: φ - bezwymiarowy wskaźnik wydajności pompy,

φ_2 - bezwymiarowy wskaźnik wydajności wirnika,

będzie:

$$(\psi_\mathrm{s})_\mathrm{D} = \zeta_\mathrm{D} \cdot \left\{ \left[\varphi_2^2 - \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3} \right)^2 \varphi^2 \right] + \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \cdot \tau_{\mathrm{c}2}^2 \right\} \tag{7.17}$$

Występujący w powyższych równinach współczynnik strat ζ_D przedstawiono na rys. 7.3.



Rys. 7.3. Współczynnik strat hydraulicznych $\zeta_D(Q/Q_N)$ kierownic bezłopatkowych pomp

Wykresy sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

7.3. Straty hydrauliczne kierownicy promieniowo-osiowej

Kierownicę stanowi łopatkowa kierownica o przepływie promieniowo-osiowym, zawarta pomiędzy przekrojami kontrolnymi 3-4 (rys. 3.3).

Na rys 7.4 oznaczono:

D_3 - średnica wlotu na wieniec łopatkowy kierownicy,

b_3 - szerokość na wlocie do wieńca łopatkowego kierownicy,

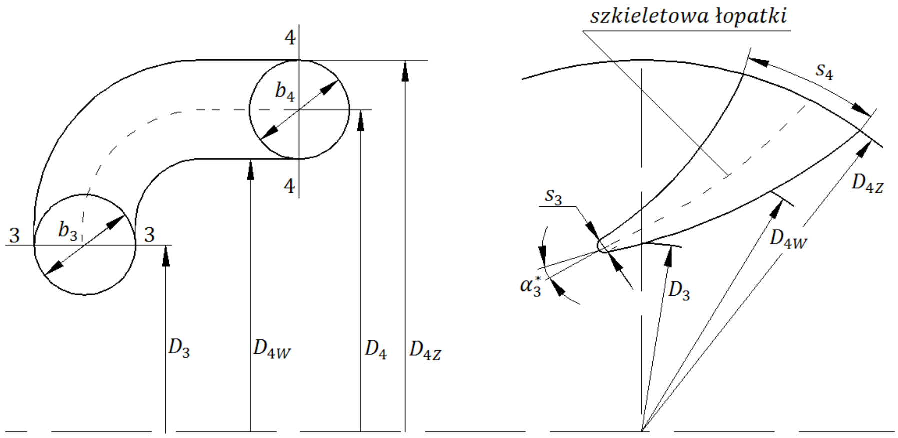
α_3^* - kąt konstrukcyjny łopatki na wlocie do wieńca łopatkowego kierownicy,

s_3 - grubość łopatki na wlocie do kierownicy,

D_{4Z} - średnica zewnętrzna wylotu z kierownicy,

D_{4W} - średnica wewnętrzna wylotu z kierownicy,

D_4 - średnica wylotu z wieńca łopatkowego kierownicy,
b_4 - szerokość wieńca łopatkowego na wylocie z kierownicy,
s_4 - grubość łopatki na wylocie z kierownicy.



Rys. 7.4. Przekrój merydionalny i poprzeczny kierownicy promieniowo-osiowej Główne wymiary

Prędkość cieczy na wlocie do kierownicy promieniowo-osiowej określają wzory: (7.12), (7.13), (7.14), (7.15).

Na wylocie z kierownicy przyjęto, że w przekroju kontrolnym 4 kierunek strug pokrywa się z kierunkiem łopatek, zatem:

$$c_4 = c_4^* = c_{4\mathrm{m}} \tag{7.18}$$

Założenie to, uzasadnione jest długim odcinkiem kanału o kącie $\alpha_4^* = 90^\circ$.

Prędkość cieczy na wylocie z kierownicy można wyznaczyć z zależności:

$$c_4 = \frac{Q}{A_4} \tag{7.19}$$

gdzie: A_4 - powierzchnia przekroju wylotowego kierownicy:

$$A_4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{4\mathrm{Z}}^2 - D_{4\mathrm{W}}^2\right) \cdot \mu_4 \tag{7.20}$$

μ_4 - współczynnik zmniejszenia przekroju wylotowego kierownicy przez łopatki:

$$\mu_4 = 1 - \frac{2 \cdot z_K \cdot s_{u4}}{\pi \cdot (D_{4Z} + D_{4W})} \tag{7.21}$$

s_{u4} - obwodowa grubość łopatki kierownicy.

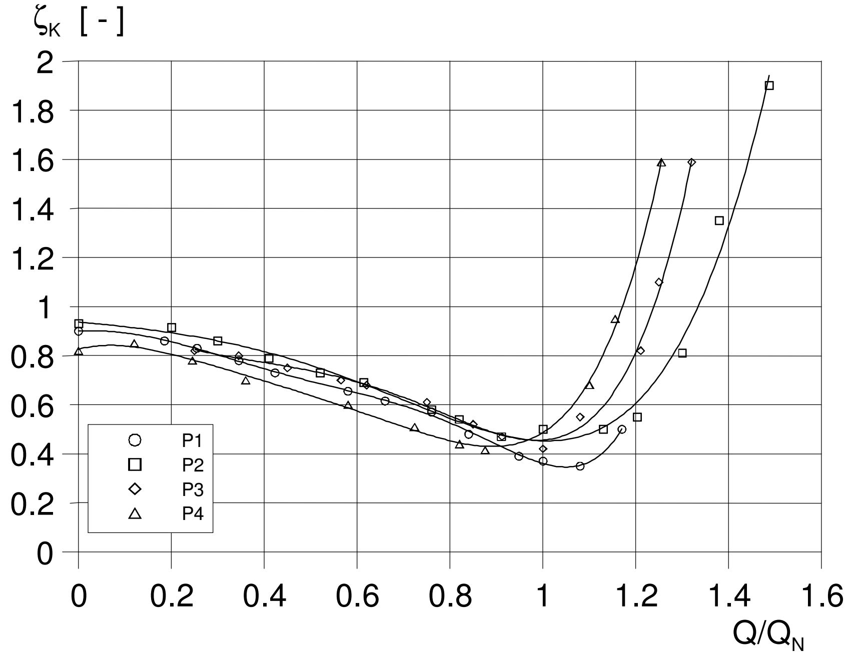
Straty hydrauliczne w kierownicy przyjęto określać wzorem:

$$(\Delta p_s)_K = \zeta_K \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(c_3^2 - c_4^2\right) \tag{7.22}$$

gdzie: ζ_K - współczynnik strat hydraulicznych kierownicy (rys. 7.5).

Uwzględniając w równaniu (7.22) zależności od (7.12) do (7.15) oraz (7.18), (7.19), (2.1), (2.2), otrzymuje się bezwymiarową postać równania charakterystyki strat hydraulicznych kierownicy:

$$(\psi_s)_K = \zeta_K \cdot \left\{ \left[\left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3} \right)^2 - \left(\frac{4 D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{\left(D_{4Z}^2 - D_{4W}^2\right) \cdot \mu_4} \right)^2 \right] \cdot \varphi^2 + \tau_{c2}^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right\} \tag{7.23}$$



Rys. 7.5. Współczynnik strat hydraulicznych $\zeta_K(Q/Q_N)$ kierownic promieniowo-osiowych pomp

Wykresy sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

7.4. Straty hydrauliczne w płaszczu wodnym

Płaszcz wodny stanowi osiowo-symetryczny kanał pierścieniowy wokół napędowego silnika elektrycznego. Ciecz po wyjściu z kierownicy płynie kanałem o stałym przekroju, po czym następuje zmiana kierunku związana z wlotem cieczy do króćca tłocznego usytuowanego z boku płaszcza.

Gwałtowna zmiana kierunku przepływu i przekroju kanału na wejściu do króćca ma wpływ na parametry hydrauliczne cieczy już w obszarze płaszcza wodnego i jest głównym źródłem strat w tym elemencie.

Płaszcz wodny silnika przyjęto traktować jako kanał pomiędzy przekrojami 4-5. Prędkość cieczy na wlocie do płaszcza jest określona zależnością (7.19), natomiast prędkość w przekroju kontrolnym 5 (rys. 3.3) wzorem:

$$c_5 = \frac{Q}{A_5} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_5^2} \tag{7.24}$$

gdzie: A_5 - powierzchnia przekroju wlotowego króćca tłocznego,

D_5 - średnica wlotowa króćca.

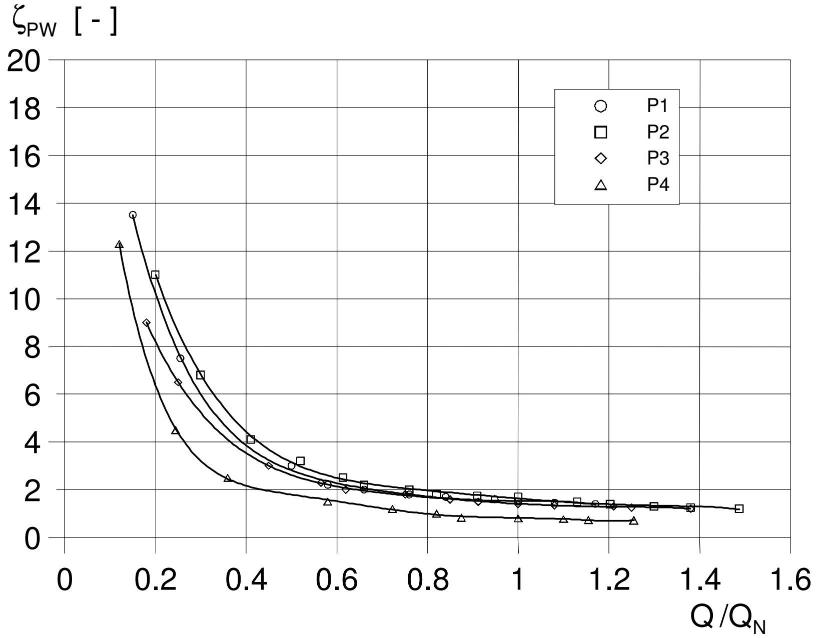
Straty hydrauliczne płaszcza wodnego silnika przyjęto, zgodnie z [11, 62], określać równaniem:

$$(\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}} = \zeta_{\mathrm{PW}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(c_5^2 - c_4^2\right) \tag{7.25}$$

w którym ζ_{PW} oznacza współczynnik strat hydraulicznych płaszcza wodnego (rys. 7.6).

Uwzględniając w zależności (7.25) związki (7.18), (7.24) oraz (2.1) i (2.2), otrzymuje się równanie bezwymiarowej charakterystyki strat hydraulicznych płaszcza wodnego:

$$(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}} = \zeta_{\mathrm{PW}} \cdot 16 \cdot \left[\left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{\left(D_{4\mathrm{Z}}^2 - D_{4\mathrm{W}}^2\right) \cdot \mu_4} \right)^2 - \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_5^2} \right) \right]^2 \cdot \varphi^2 \tag{7.26}$$



Rys. 7.6. Współczynnik strat hydraulicznych $\zeta_{PW}(Q/Q_N)$ w płaszczu wodnym pompy

Wykresy sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

7.5. Straty hydrauliczne króćca tłocznego

Króciec tłoczny stanowi element hydrauliczny zawarty pomiędzy przekrojami kontrolnymi 5-t (rys. 3.3). Najczęściej jest to kanał w kształcie kolana o stałym lub malejącym przekroju kołowym.

Straty hydrauliczne króćca tłocznego określono wzorem:

$$(\Delta p_{\mathrm{s}})_{\mathrm{KT}} = \zeta_{\mathrm{KT}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_{\mathrm{t}}^2 \tag{7.27}$$

gdzie: ζ_{KT} - współczynnik strat hydraulicznych króćca (rys. 7.7),

c_{t} - prędkość cieczy na wylocie z króćca:

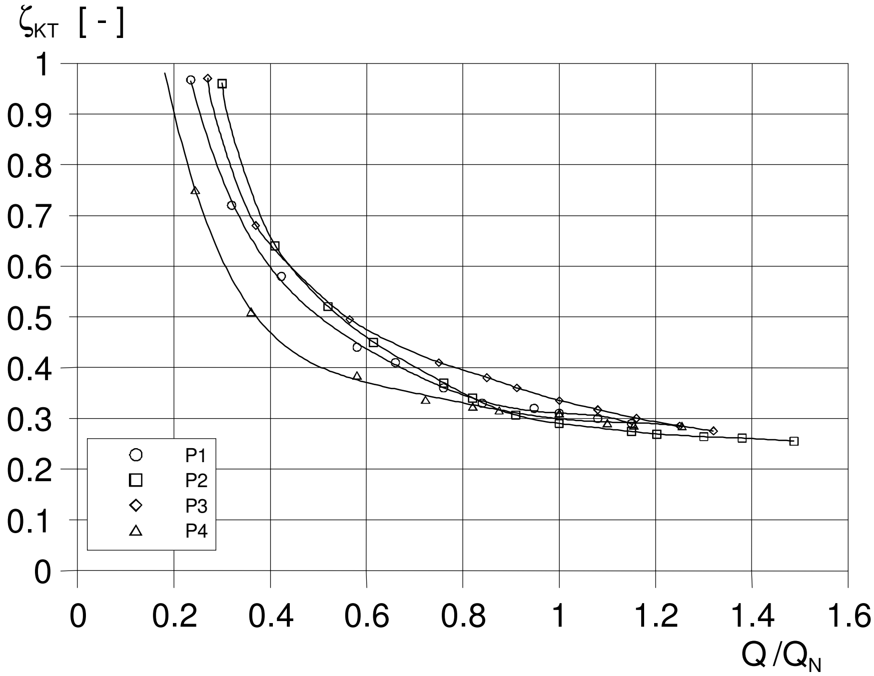
$$c_{\mathrm{t}} = \frac{Q}{A_{\mathrm{t}}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{\mathrm{t}}^2} \tag{7.28}$$

A_{t} - powierzchnia przekroju na wylocie z króćca,

D_{t} - wylotowa średnica króćca tłocznego.

Uwzględniając w równaniu (7.27) zależność (7.28) oraz (2.1) i (2.2), otrzymuje się równanie bezwymiarowej charakterystyki strat króćca tłocznego:

$$(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{KT}} = \zeta_{\mathrm{KT}} \cdot 16 \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_{\mathrm{t}}^2} \right)^2 \cdot \varphi^2 \tag{7.29}$$



Rys. 7.7. Współczynnik strat hydraulicznych $\zeta_{KT}(Q/Q_N)$ w króćcach tłocznych pomp

Wykresy sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

8. BADANIE STRUKTURY PRZEPŁYWU W ELEMENTACH HYDRAULICZNYCH POMP WIROWYCH

8.1. Wprowadzenie

Dalsze doskonalenie układów hydraulicznych pomp w aspekcie realizacji wymaganych parametrów powoduje konieczność ciągłego uściślania formuł empirycznych wiążących parametry przepływowe z parametrami geometrycznymi kanałów hydraulicznych.

Zależności określające straty przepływu w sposób istotny decydują o zgodności wyników obliczeń i badań doświadczalnych projektowanych pomp. Dotychczasowy sposób doskonalenia tych zależności polegał na określaniu ich na podstawie wyników tak zwanych obliczeń odtworzeniowych, wykorzystujących wyniki badań wcześniej zaprojektowanych i zbadanych pomp.

Obliczenia odtworzeniowe, podobnie jak obliczenia projektowe, oparte są najczęściej na modelu jednowymiarowym przepływu, nieuwzględniającym szeregu zjawisk występujących w przepływie cieczy rzeczywistej w kanałach hydraulicznych pomp. W związku z tym dalsze doskonalenie metod projektowania pomp wymaga prowadzenia analiz przepływów trójwymiarowych metodami numerycznej mechaniki płynów w elementach hydraulicznych pomp.

Przepływ cieczy przez układ hydrauliczny pompy wirowej jest procesem złożonym, klasyfikowanym w mechanice płynów, jako trójwymiarowy, nieustalony przepływ turbulentny cieczy lepkiej i nieściśliwej.

Dla opisania ruchu cieczy w przestrzeni kanałów hydraulicznych, należy w każdym jej punkcie określić zarówno prędkość reprezentowaną przez trzy składowe wzdłuż odpowiednich osi współrzędnych, jak i wielkość ciśnienia statycznego.

Wprowadzając stosowne modele fizyczne i matematyczne, ruch cieczy może być opisany równaniami analitycznymi, przedstawianymi w formie równań różniczkowych o pochodnych cząstkowych, wywodzących się z podstawowych zasad mechaniki płynów, tj. zasady zachowania masy, pędu i momentu pędu oraz energii.

Formę tego typu równań, do badania i analizy przepływów w wirujących i nieruchomych elementach kanałów hydraulicznych pompy, stanowi układ równań Naviera-Stokesa uzupełniony o równanie ciągłości, który po uwzględnieniu odpowiednich warunków początkowych i brzegowych rozwiązuje się z wykorzystaniem komputerowych metod numerycznych.

Układy równań Naviera-Stokesa w postaci zachowawczej (masy i momentu pędu) mają następującą postać:

$$\frac{\partial}{\partial x^{j}}\left(\frac{\rho v^{j}}{\Im}\right)=0 \tag{8.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x^{j}}\cdot\left(-\frac{\rho v^{j} v^{n}}{\Im}+\frac{\tau^{nj}}{\Im}\right)+\frac{1}{\Im}\Gamma_{ij}^{n}\left(-\rho v^{i} v^{j}+\tau^{ij}\right)+\frac{\rho f^{n}}{\Im}-\frac{g^{nk}}{\Im}\frac{\partial p}{\partial x^{k}}=0 \tag{8.2}$$

gdzie siła odśrodkowa i Coriolisa w układzie krzywoliniowym wynosi:

$$f^{n}=|\omega|^{2} r^{n}+2\varepsilon^{njk}\omega_{j}\cdot v_{k}\Im \tag{8.3}$$

natomiast tensor naprężeń:

$$\tau^{nj}=\mu_{ef}\left(g^{jk}\frac{\partial v}{\partial x^{k}}+g^{nk}\frac{\partial v}{\partial x^{k}}-\frac{\partial g^{nj}}{\partial x^{k}}v^{k}\right). \tag{8.4}$$

Istnieje wiele komercyjnych programów komputerowych do rozwiązywania i wspomagania tego typu zagadnień obliczeniowych.

Zastosowanie numerycznych technik i procedur obliczeniowych wymaga wygenerowania siatki obliczeniowej na bazie zaprojektowanej już geometrii kanałów hydraulicznych spełniających określone wymagania stawiane pompie. Dlatego też metody oparte na równaniach Naviera-Stokesa są wykorzystywane przede wszystkim do wyznaczania lokalnych parametrów cieczy, na podstawie których można dokonać analizy i oceny zaprojektowanych układów hydraulicznych, a po ich uśrednieniu w odpowiednich przekrojach kontrolnych wyznaczyć charakterystyki hydrauliczne poszczególnych elementów i charakterystyki przepływowo-energetyczne zaprojektowanej pompy.

Wyniki obliczeń numerycznych są też wykorzystywane do wizualizacji struktury przepływu, na podstawie której określa się obszary zawirowań cieczy będących źródłem dodatkowych strat hydraulicznych. Zawirowania te najczęściej można zlikwidować poprzez zmiany geometrii kanałów układu hydraulicznego pompy. Na obecnym etapie rozwoju tych metod nie wykorzystuje się ich do wyznaczania głównych wymiarów geometrycznych pomp. Do wyznaczenia tych wymiarów stosuje się najczęściej metody oparte na jednowymiarowym modelu przepływu.

Rozwój numerycznych metod analizy przepływów trójwymiarowych oraz dostępność opracowanych na ich podstawie komercyjnych programów komputerowych, ogranicza znaczenie stosowanych dotychczas w projektowaniu maszyn przepływowych dwuwymiarowych oraz quasi-trójwymiarowych metod o różnym stopniu uproszczeń fizycznych i matematycznych modeli przepływu cieczy [12, 31, 46, 47].

Z tego względu procedury nowoczesnych metod projektowania pomp, spełniające specjalne wymagania, powinny zawierać następujące etapy obliczeń:

- wyznaczenie głównych wymiarów kanałów hydraulicznych pomp metodą opartą na jednowymiarowym modelu przepływu zawierającą nowe i udoskonalone związki empiryczne wiążące parametry konstrukcyjne z kształtem charakterystyki przepływu i poboru mocy,
- analizę struktury przepływu cieczy przez elementy układu hydraulicznego pompy numerycznymi metodami obliczania przepływów trójwymiarowych,
- określenie charakterystyk przepływowo-energetycznych pomp i ich poszczególnych elementów układów hydraulicznych.

W rozdziale 9 zostały omówione procedury projektowania kanałów ruchomych i nieruchomych pomp wirowych odśrodkowych o różnej liczbie elementów hydraulicznych oraz zróżnicowanej geometrii (rys. 3.4 i 3.5)

Aktualnie metody numeryczne stanowią najdoskonalsze narzędzie analizy i oceny przepływu w zaprojektowanych maszynach [2, 4, 16, 17, 19, 31, 45, 46, 48, 55, 56, 57, 72], pomimo że istotny wpływ na uzyskany wynik obliczeń mogą mieć:

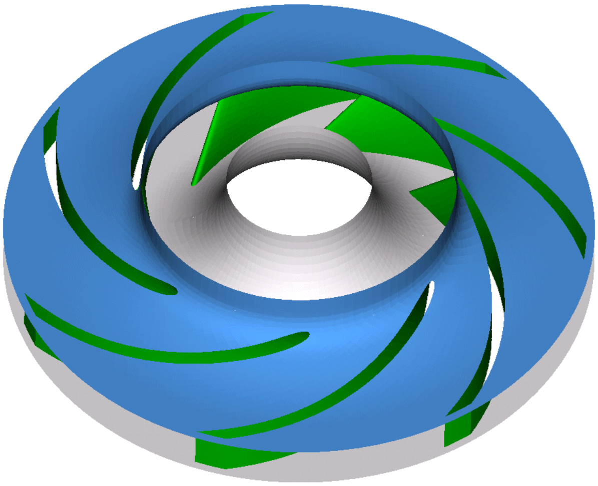
- przyjęty model turbulencji,
- założone warunki początkowe i brzegowe,
- kształt zbudowanej lub wygenerowanej siatki oraz zawarta w niej liczba węzłów obliczeniowych,
- wymiana danych na powierzchniach podziału w przypadku złożonych układów hydraulicznych itp.

W związku z powyższym stwierdzeniem wyniki obliczeń numerycznych wymagają weryfikacji wynikami badań struktury przepływu na stanowiskach doświadczalnych. W kolejnych rozdziałach zostały przedstawione teoretyczne i doświadczalne badania struktury przepływu w elementach układu hydraulicznego:

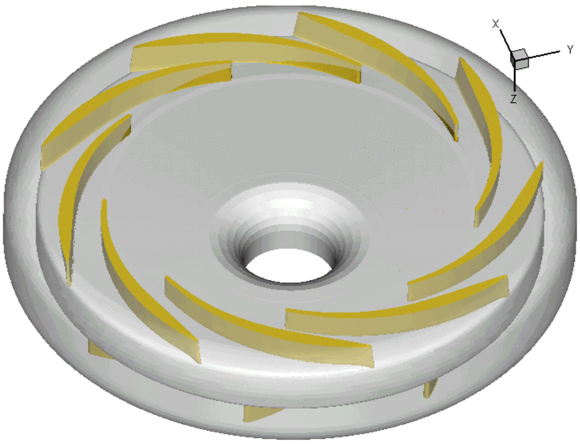
- stopnia odśrodkowej pompy wielostopniowego (rys. 3.5),
- wirniku i kierownicy odśrodkowej jednostopniowej pompy (rys. 3.4).

8.2. Badania numeryczne układu hydraulicznego stopnia odśrodkowej pompy wielostopniowej

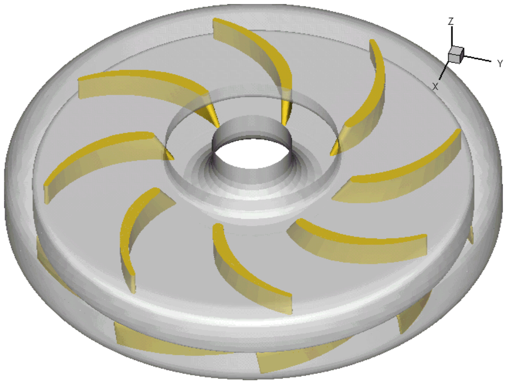
Przedmiotem badań numerycznych jest stopień odśrodkowej pompy wielostopniowej przedstawionej na rys. 3.5. Stopień ten składa się z: wirnika, łopatkowej kierownicy odśrodkowej, przewału, łopatkowej kierownicy dośrodkowej. Geometrię wymienionych elementów przedstawiono na rys. rys. 8.1, 8.2, 8.3.



Rys. 8.1. Wirnik pompy

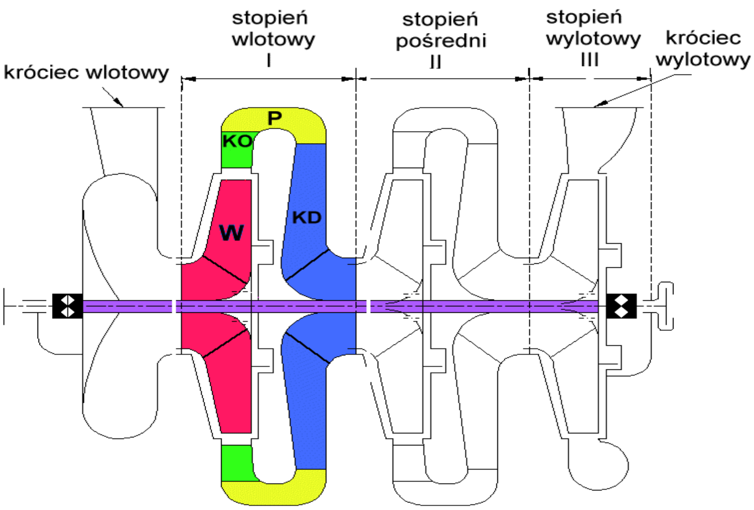


Rys. 8.2. Kierownica odśrodkowa pompy
Widok od strony kanałów kierownicy odśrodkowej



Rys. 8.3. Kierownica dośrodkowa pompy
Widok od strony kanałów kierownicy dośrodkowej

Schemat przekroju merydionalnego analizowanej pompy przedstawiono na rys. 8.4.



Rys. 8.4. Schemat przepływowy analizowanej pompy [45]
W - wirnik, KO - kierownica odśrodkowa, P - przewał, KD - kierownica dośrodkowa

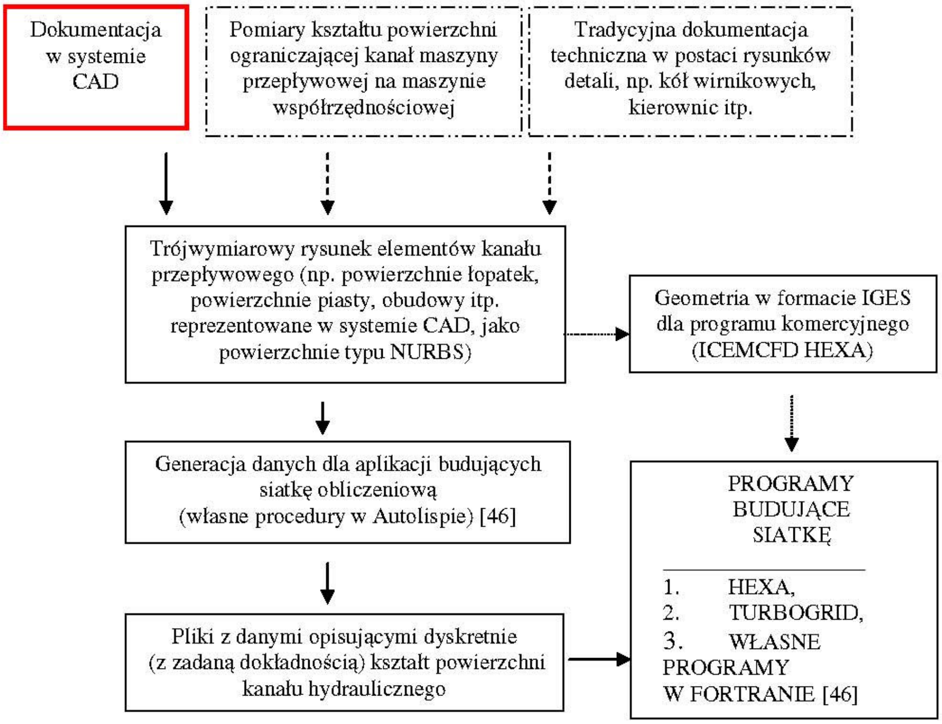
W procesie obliczeń numerycznych można wydzielić trzy podstawowe etapy:

- etap I - przygotowanie wirtualnej geometrii obliczanych kanałów hydraulicznych oraz generacja siatki obliczeniowej (tzw. pre-procesing),
- etap II - wykonanie obliczeń dla przyjętego modelu turbulencji przy zadanych warunkach brzegowych (tzw. procesing),
- etap III - zobrazowanie wyników przeprowadzonych obliczeń (tzw. post-procesing).

8.2.1. Przygotowanie wirtualnej geometrii

Pierwszym etapem procesu numerycznego obliczania przepływu w kanałach hydraulicznych pompy jest stworzenie (jeśli wcześniej nie została stworzona na etapie procesu projektowo-konstrukcyjnego) numerycznego opisu geometrii tych kanałów. Najwygodniejszym narzędziem do tego celu jest profesjonalny system CAD. W tym przypadku wykorzystany został Mechanical Desktop firmy Autodesk.

Schemat przyjętego postępowania został pokazany na rys. 8.5.

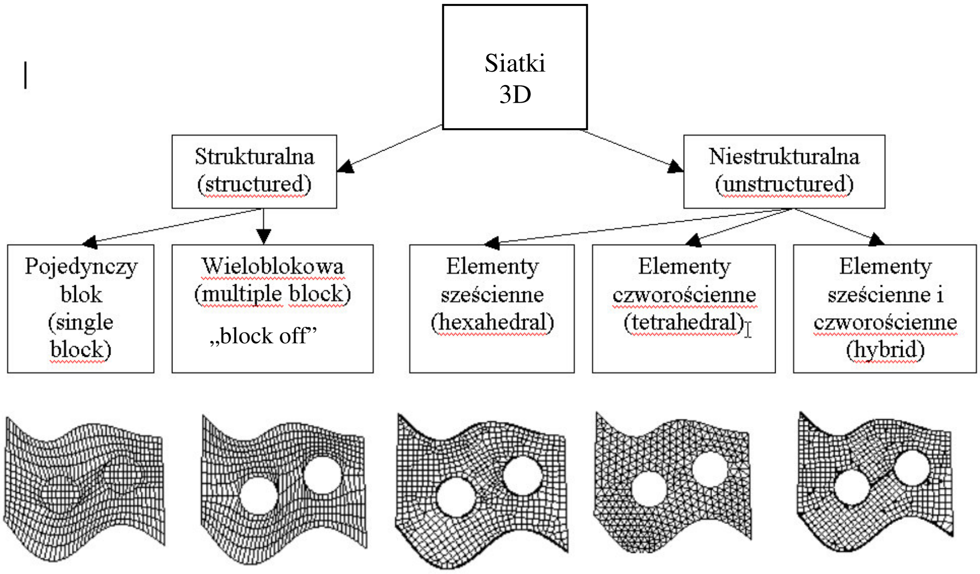


Rys. 8.5. Proces tworzenia danych dla programów generujących siatkę obliczeniową (generacja geometrii)

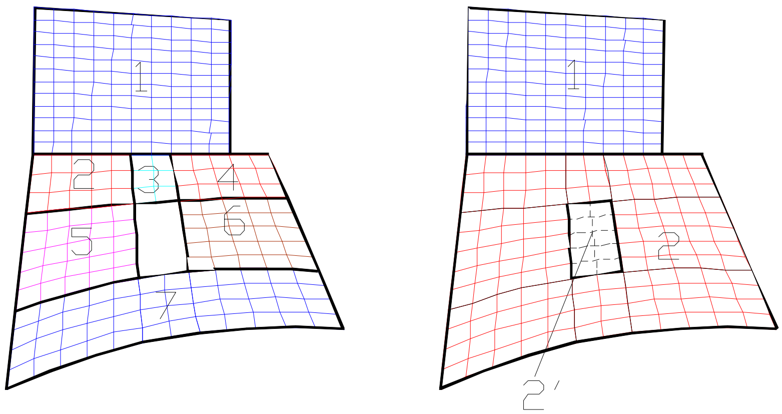
8.2.2. Generacja siatki dla programu obliczeniowego

Trójwymiarowe siatki obliczeniowe wykorzystywane w analizie przepływu (CFD) dzielą się na siatki strukturalne i niestrukturalne. Podział taki pokazano na rys. 8.6.

Siatka obliczeniowa, jaką akceptuje program TascFlow [68] wykorzystywany do obliczeń, musi być trójwymiarową siatką strukturalną. Może to być zarówno siatka składająca się z pojedynczego bloku, jak i siatka wieloblokowa. Siatka ta jest nieortogonalna i opisana w krzywoliniowym układzie współrzędnych. Każdy z obszarów obliczeniowych może posiadać blok (podobszar) wyłączony z przepływu, tzw. "block-off" (patrz rys. 8.6 druga kolumna). Siatka taka może być wygenerowana przez dowolną aplikację służącą do tego celu lub własne programy napisane w języku Fortran, C lub Autolisp.



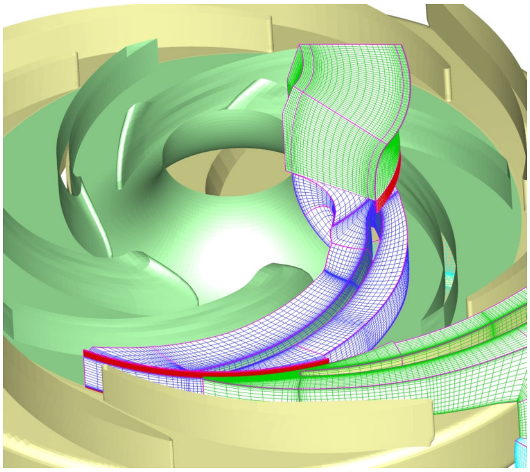
Rys. 8.6. Typy siatek obliczeniowych stosowanych w programach obliczeniowych CFD



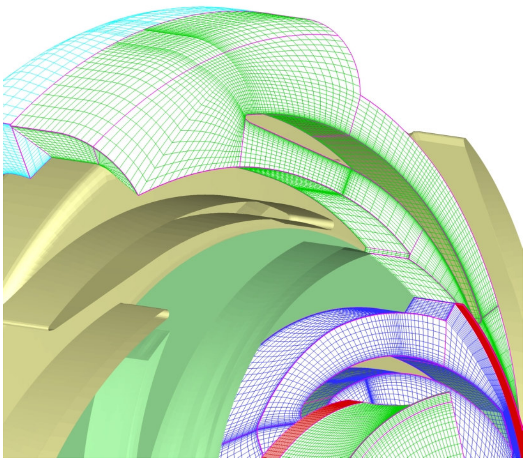
Rys. 8.7. Sposoby podziału tego samego obszaru obliczeniowego na różne podobszary obliczeniowe

Na rys. 8.7 pokazano różne sposoby podziału obszaru obliczeniowego na mniejsze bloki (domeny). Wybór metody zależy od możliwości programu budującego siatkę oraz programu obliczającego przepływ. Na przykład podział obszaru obliczeniowego na 7 bloków, tak jak na rysunku z lewej strony, generalnie jest łatwiejszy, lecz wymaga zdefiniowania dodatkowo połączenia ze sobą tych obszarów, gdzie w trakcie obliczeń program będzie traktował wartości z sąsiednich obszarów jako nowe wartości brzegowe.

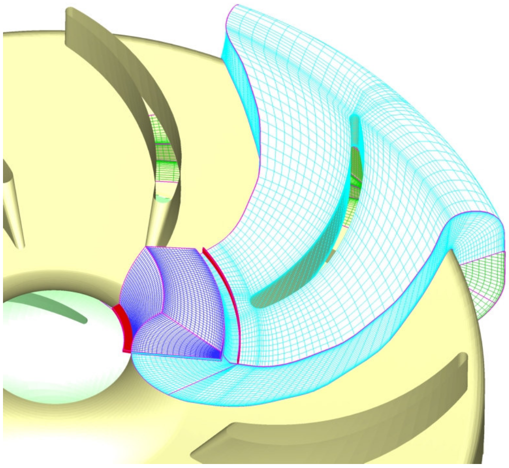
W obliczeniach wykorzystywano siatki obliczeniowe z podziałem na wiele bloków (domain decopmosition), np. dla kanału hydraulicznego wirnika (rys. 8.8). Dla kanałów obu kierownic siatki były monoblokowe i miały obszary wyłączone z przepływu, tzw. „blok-off" (rys. rys. 8.9, 8.10, 8.11, 8.12). Siatki obliczeniowe składające się z kilku bloków (obszarów obliczeniowych) pozwalają w łatwy sposób na wykorzystanie maszyn wieloprocesorowych do obliczeń [24].



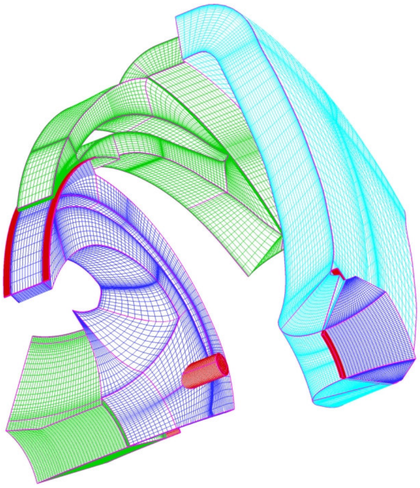
Rys. 8.8. Siatka obliczeniowa wirnika



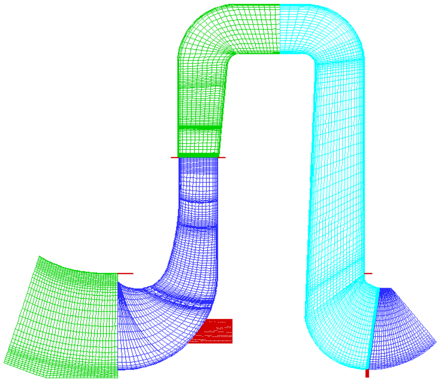
Rys. 8.9. Siatka obliczeniowa kierownicy odśrodkowej



Rys. 8.10. Siatka obliczeniowa kierownicy dośrodkowej



Rys. 8.11. Siatki obliczeniowe całego stopnia



Rys. 8.12. Siatka obliczeniowa całego stopnia w przekroju merydionalnym

8.2.3. Opis wykorzystywanej metody obliczeniowej

Model fizyczny

W metodzie obliczeniowej przyjęto następujące założenia:

- przepływ nieściśliwy,
- przepływ lepki,
- lepkość turbulentna (przepływ z liczbą Reynoldsa > 2300),
- zadanie trójwymiarowe.

Model matematyczny

Model matematyczny charakteryzuje:

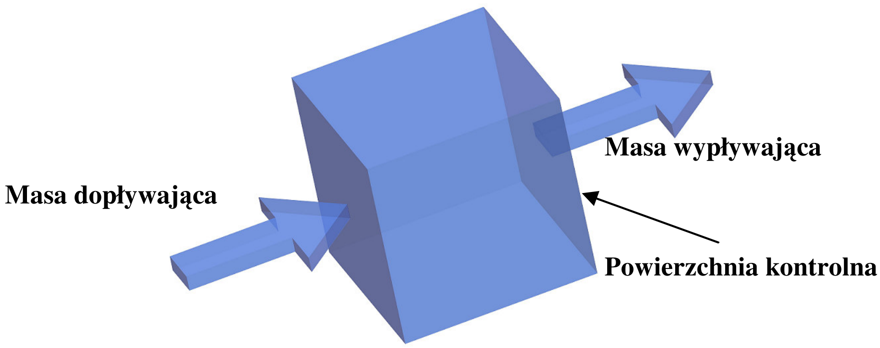
- przepływ stacjonarny,
- przepływ eliptyczny[4] (mogą występować strefy recyrkulacji).

Równania podstawowe

W obliczeniach wykorzystywane są poniższe prawa mechaniki płynów:

[4] Równanie Naviera-Stokesa, opisujące przepływ, jest typu eliptycznego [31].

- *prawo zachowania strumienia masy*

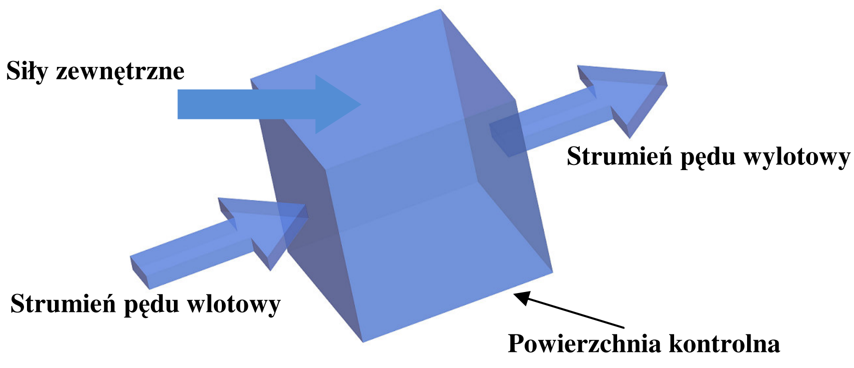


Rys. 8.13. Objętość kontrolna dla równania zachowania masy [67]

Przyrost masy w objętości kontrolnej = wejściowy strumień masy - wyjściowy strumień masy = 0

$$0 = \frac{\partial}{\partial t}\int_{CV} \rho \, dV + \int (\rho \bar{\mathrm{v}} \cdot \bar{n}) dA \qquad (8.5)$$

- *prawo zachowania ilości ruchu*



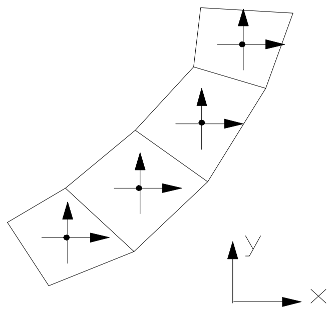
Rys. 8.14. Objętość kontrolna dla prawa zachowania ilości ruchu [67]

Suma sił zewnętrznych = Przyrost ilości ruchu + ilość ruchu na wejściu - ilość ruchu na wyjściu w objętości kontrolnej

$$\sum \overline{F} = \frac{d(m\overline{\mathrm{v}})}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{CV} \rho\overline{\mathrm{v}}dV + \int_{CS} (\rho\overline{\mathrm{v}}\overline{\mathrm{v}} \cdot \overline{n})dA \qquad (8.6)$$

Metoda dyskretyzacji równań podstawowych

Do rozwiązania powyższych równań zastosowano:
- o metodę objętości skończonych,
- o równania zachowania (strumienia masy, ilości ruchu) zapisane w kartezjańskim układzie współrzędnych,
- o wartości ciśnień i składowych prędkości przypisane są do tych samych węzłów siatki, tzw. "collocate arrangement" (rys. 8.15).



Rys. 8.15. Przyporządkowanie zmiennych równania N-S na siatce obliczeniowej

Równania podstawowe w przyjętym układzie współrzędnych kartezjańskich będą miały następującą postać:
- równanie ciągłości:

$$\frac{\partial}{x_j}\left(\rho V_j\right) = 0 \ \ (\mathrm{j} = 1,2,3) \qquad (8.7)$$

gdzie: V_j - reprezentuje kartezjańskie składowe trójwymiarowego wektora prędkości,
- równanie zachowania ilości ruchu (pędu):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{V}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\overline{V}_i\overline{V}_j) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu_{eff}\left(\frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{V}_j}{\partial x_i}\right)\right\} + f_i \qquad (8.8)$$

gdzie:

$$f_i = -\rho\left(2\overline{\Omega}\times\overline{V} + \overline{\Omega}\times(\overline{\Omega}\times\overline{r})\right) \qquad (8.9)$$

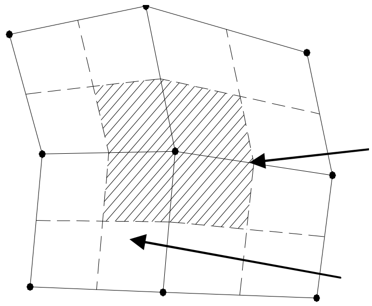
Człon (8.9) reprezentuje w układzie obracającym się z prędkością kątową $\overline{\Omega}$, siłę Coriolisa i siłę odśrodkową:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \tag{8.10}$$

gdzie: μ - lepkość wiskotyczna,

μ_T - lepkość turbulentna, wyznaczana z modelu turbulencji $k-\omega$.

- wybrano skośną dyskretyzację pod prąd członów konwekcyjnych - SUDS (Skew Upstream Differencing Scheme). Jest to metoda drugiego rzędu.



Rys. 8.16. Usytuowanie elementarnej objętości kontrolnej na siatce obliczeniowej do całkowania równań podstawowych

Model turbulencji

Celem matematycznego modelowania turbulencji jest podanie związków między naprężeniami turbulentnymi a polem uśrednionych prędkości. Wykorzystuje się podejście oparte o hipotezę Boussinesqa. Hipoteza ta podaje związek pomiędzy tensorem naprężeń turbulentnych τ_T^{ij} a tensorem prędkości deformacji $\overline{D}^{ij}$ w uśrednionym równaniu N-S przez współczynnik zwany lepkością turbulentną:

$$\tau_T^{ij} = -\rho \overline{\mathrm{v}^{i'}\mathrm{v}^{j'}} = \mu_T \overline{D}^{ij} \tag{8.11}$$

gdzie: $-\rho \overline{\mathrm{v}^{i'}\mathrm{v}^{j'}}$ - składowa naprężenia turbulentnego, tzw. naprężenia Reynoldsa.

Wyznaczenia lepkości turbulentnej μ_T dokonano na podstawie dwurównaniowego modelu turbulencji $k-\varepsilon$.

W modelu tym Prandtl i Kołmogorow założyli, że lepkość turbulentna jest proporcjonalna do iloczynu turbulentnej skali prędkości υ_t i drogi mieszania Prandtla l_t:

$$\mu_T = \rho \cdot c_\mu \cdot \upsilon_t \cdot l_t \tag{8.12}$$

W modelu $k-\varepsilon$ wartość υ_t wyznaczamy jako pierwiastek z kinetycznej energii turbulencji $\upsilon_t = \sqrt{k}$.

Natomiast droga mieszania l_t związana jest z wielkościami k i ε równaniem:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_t} \tag{8.13}$$

gdzie: ε - współczynnik dyssypacji energii. Po podstawieniu otrzymujemy zależność na dynamiczną lepkość turbulentną:

$$\mu_T = \rho \cdot c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{8.14}$$

natomiast k i ε wyznaczamy z następujących równań różniczkowych:

- równanie dla *k*:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j k)}{\partial x} = P_k - \rho\varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_T}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right), \tag{8.15}$$

- równanie dla ε :

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j \varepsilon)}{\partial x} = \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) \tag{8.16}$$

gdzie:

$$P_k = \mu_T\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial V_i}{\partial x_j} \tag{8.17}$$

jest produkcją energii turbulencji.

Stałe modelu według [15, 18, 37] są następujące:

$$C_\mu = 0.09 \qquad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \qquad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \qquad \sigma_k = 1.0 \qquad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Warunki brzegowe

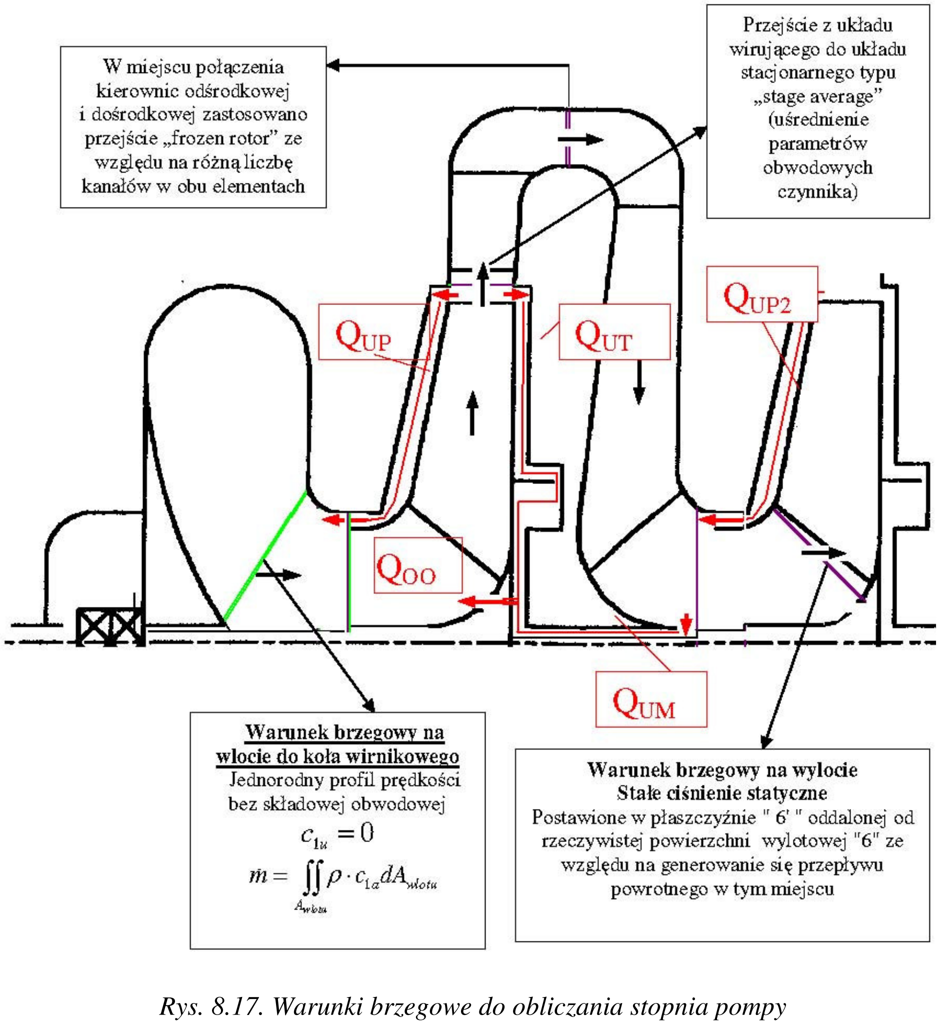
W obliczeniach numerycznych postawiono następujące warunki brzegowe:

1. pole prędkości na wlocie do kanału (warunek brzegowy Dirichleta),

2. wartość ciśnienia statycznego na wylocie z kanału (warunek brzegowy Dirichleta),
3. zerowy gradient ciśnienia na wylocie (warunek brzegowy Neumana),
4. zerowanie sie prędkości na ściankach kanału (warunek brzegowy Dirichleta),
5. zerowy gradient składowej normalnej prędkości w kierunku normalnym do ścianki (warunek brzegowy Neumana),
6. intensywność turbulencji i droga mieszania dla modelu turbulencji $k-\varepsilon$.

Na rys. 8.17 przedstawiono graficzną ilustrację warunków brzegowych z uwzględnieniem przecieków przez uszczelnienia stopnia pompy odśrodkowej.

Założono strumienie mas wynikające ze strumieni objętości płynących przez uszczelnienie przednie Q_{UP}, tylne Q_{UT}, międzystopniowe $Q_{OO} = Q_{UT} + Q_{UM}$ oraz uszczelnienie przednie drugiego stopnia Q_{UP2} (rozdział 9).



Rys. 8.17. Warunki brzegowe do obliczania stopnia pompy

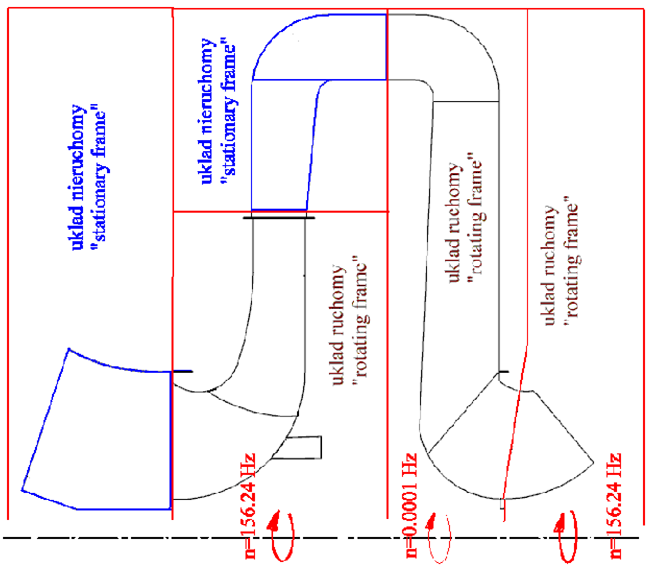
Warunek brzegowy na ciśnienie statyczne na wylocie został postawiony na powierzchni tuż przed wlotem na łopatki wirnika II stopnia.

Wartości drogi mieszania i intensywności turbulencji dla przyjętego modelu turbulencji:

$$l_t = 0.05; \; v_t = 0.05 \tag{8.18}$$

Przejście z układu wirującego do układu bezwzględnego odbywało się poprzez uśrednienie obwodowe lokalnych parametrów cieczy. Metoda ta w programie TascFlow nazwana jest jako „stage average".

Ze względu na różną liczbę łopatek w kanale kierownicy odśrodkowej i dośrodkowej założono, że elementy kanału kierownicy dośrodkowej obracają się z bardzo małą prędkością kątową (n = 0.0001 Hz) i możliwe było zastosowanie przejścia typu „frozen rotor", polegającego na przeniesieniu parametrów płynącej cieczy z kanałów kierownicy odśrodkowej do kanałów kierownicy dośrodkowej przy określonym ustawieniu kątowym obu kierownic względem siebie (rys. 8.18).



Rys. 8.18. Układy odniesienia dla poszczególnych elementów stopnia

8.2.4. Obliczenie przepływu przez wirnik

Obliczenia wirnika wykonano na siatce obliczeniowej o liczbie 108 000 komórek objętości kontrolnych (136 x 41 x 21 węzłów głównych), pokazanej na rys. 8.8. Siatka ta została wygładzona eliptycznie z zastosowaniem, opisanej w [46], ortogonalizacji linii siatki na brzegach. Obliczenia wykonano w wirującym układzie odniesienia z uwzględnieniem sił odśrodkowych i sił Coriolisa (8.3).

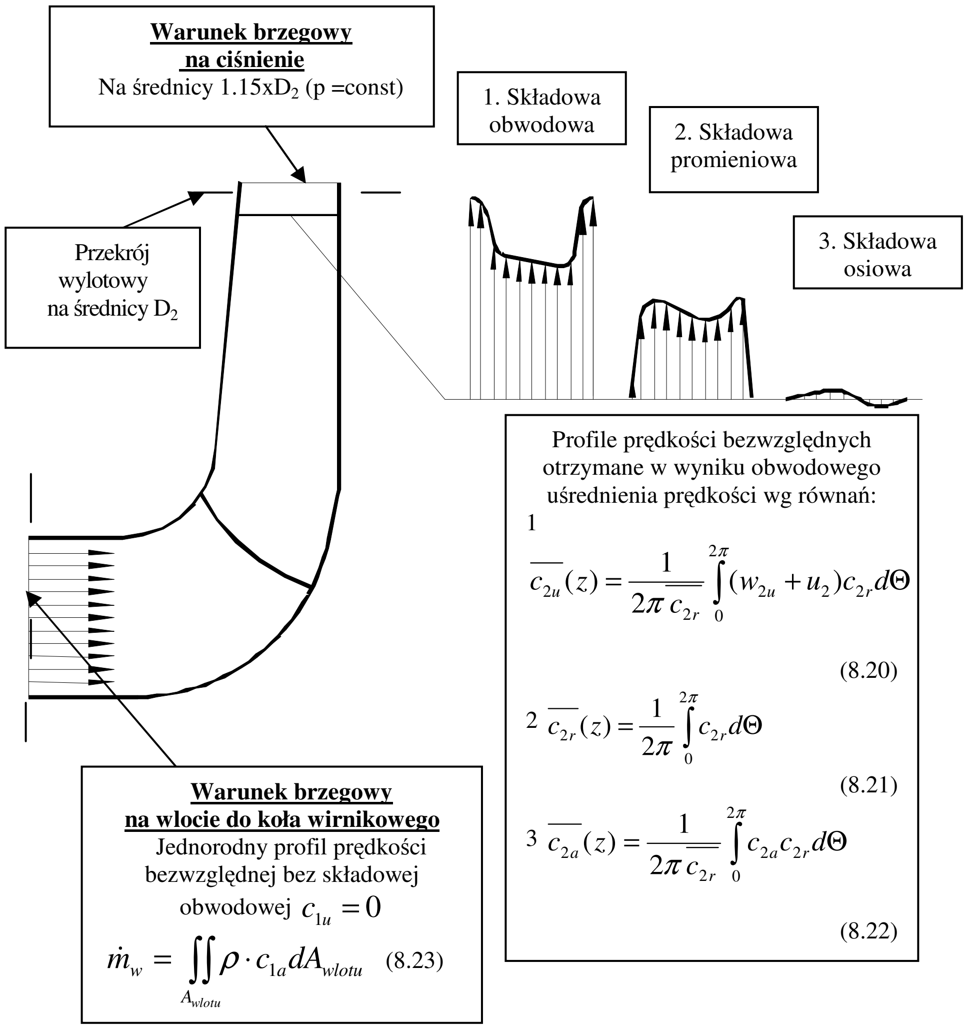
W obliczeniach postawiono następujące warunki brzegowe:

1. jednorodny profil prędkości bezwzględnej bez zawirowania wstępnego, dający strumień masy płynący przez wirnik:

$$c_{1u} = 0$$

$$c_{1r} = 0$$

$$\overline{c_{1a}} = \frac{\dot{m} + \sum \dot{m}_{przecieki}}{\iint\limits_A \rho \, dA} = \frac{\dot{m}_W}{\rho \iint\limits_A dA} \tag{8.19}$$



Rys. 8.19. Warunki brzegowe do obliczania koła wirnikowego
Wyznaczanie profilu prędkości na wylocie z koła

2. wartość ciśnienia statycznego $p = const$ na wylocie z kanału (warunek brzegowy Dirichleta) w obszarze o średnicy o 15% większej niż średnica wylotowa wirnika,
3. zerowy gradient ciśnienia na wylocie (warunek brzegowy Neumana),
4. zerowanie się prędkości na ściankach kanału (warunek brzegowy Dirichleta).

Warunki 3 i 4 realizowane są wewnętrznie w programie obliczeniowym.

Graficzną ilustrację warunków brzegowych wraz z równaniami uśredniającymi prędkości, wyznaczone w obliczeniach numerycznych, przedstawiono na rys. 8.19.

Składowa obwodowa c_{2u} wyznaczana jest dla średnicy D_2. Do obliczeń kierownicy została skorygowana zgodnie z równaniem krętu (6.4).

Otrzymane w wyniku obliczeń rozkłady prędkości i ciśnień pokazano na rysunkach od 8.35 do 8.46.

8.2.5. Obliczenie przepływu przez elementy nieruchome

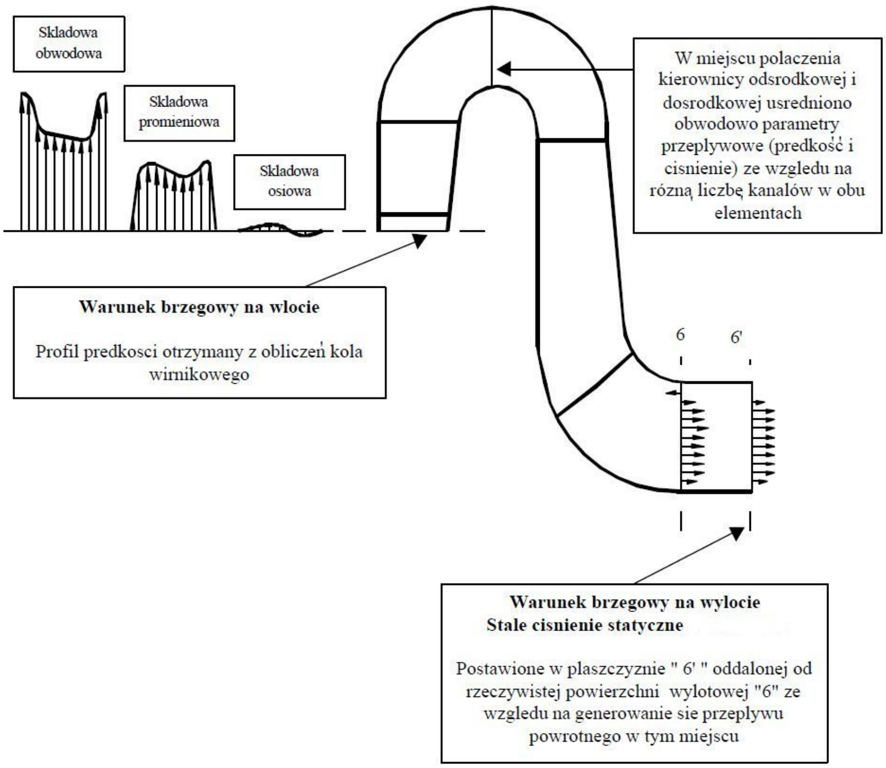
Obliczenia nieruchomych kanałów hydraulicznych, czyli kierownicy odśrodkowej i dośrodkowej wykonano na siatkach obliczeniowych o liczbie komórek objętości kontrolnych równej 77 600 i 106 720, co daje odpowiednio 98 x 41 x 21 i 117 x 47 x 21 węzłów głównych, pokazanych na rys. rys. 8.9, 8.10, 8.11. Siatki zostały wygładzone eliptycznie z zastosowaniem ortogonalizacji linii siatek na brzegach.

W obliczeniach postawiono następujące warunki brzegowe:

1. otrzymany profil prędkości na średnicy D_2 został obwodowo uśredniony dla każdej warstwy wzdłuż osi „z" (osi pompy) wg wzorów (8.20), (8.21), (8.22), zamieszczonych na rys. 8.19; składowa promieniowa c_r została skorygowana tak, aby dawała strumień masy płynący przez elementy nieruchome, czyli:

$$\rho \iint\limits_{A_{wyl\ wirnika}} c_{2r} dA - \rho \iint\limits_{A_{wl\ kierownicy}} c_{3r} dA = \sum \dot{m}_{przecieki} \tag{8.24}$$

2. wartość ciśnienia statycznego na wylocie z kanału (warunek brzegowy Dirichleta); powierzchnia, na której przyjęto stałe ciśnienie była oddalona od rzeczywistej powierzchni wylotowej z kierownicy tak, jak to pokazano na rys. 8.20.
3. zerowy gradient ciśnienia na wylocie (warunek brzegowy Neumana); jest to warunek realizowany wewnętrznie w programie obliczeniowym, tak jak i następny,
4. zerowanie się prędkości na ściankach kanału (warunek brzegowy Dirichleta).



Rys. 8.20. Warunki brzegowe dla elementów nieruchomych pompy

Otrzymane wyniki obliczeń rozkładu prędkości i ciśnień przedstawiono na rys. od 8.47 do 8.50.

8.2.6. Metoda rozwiązywania równań liniowych

Program TascFlow używa do rozwiązywania macierzy równań liniowych metody wielosiatkowej, tzw. AMG (Algebraic Multigrid Metod). Metoda ta jest opisana szeroko w literaturze [23]. Metoda wielosiatkowa jest łatwo adaptowana do obliczeń równoległych.

8.3. Badania doświadczalne stopnia odśrodkowej pompy wielostopniowej

Jak stwierdzono w rozdziale 8.1 wyniki obliczeń numerycznych przed wykorzystaniem ich w metodach projektowania powinny podlegać weryfikacji wynikami pomiarów.

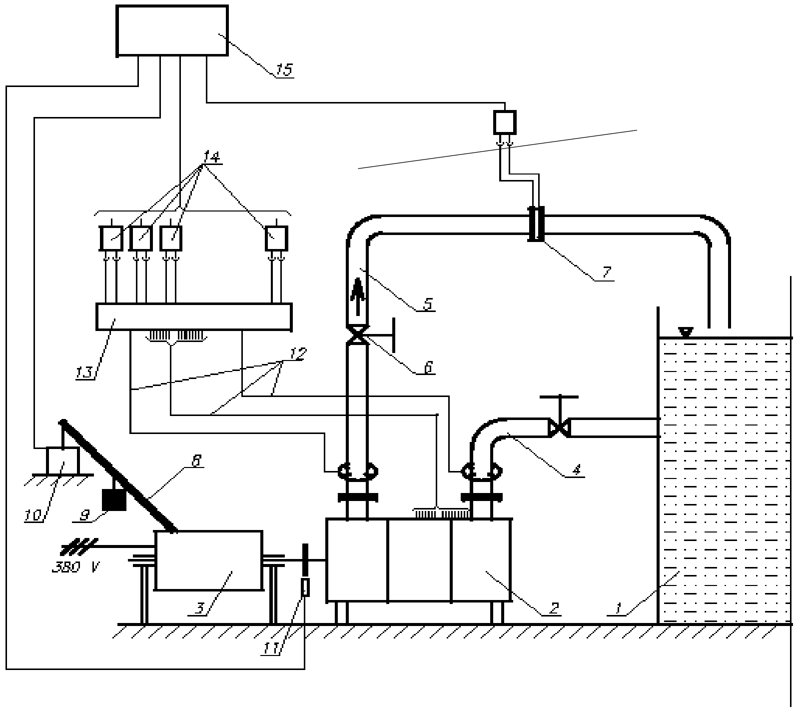
Weryfikacja wyników numerycznego badania struktury przepływu cieczy przez pompę wymaga więc przeprowadzenia pomiarów na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku badawczym.

8.3.1. Stanowisko badawcze

Stanowisko to powinno umożliwiać:

- pomiar ciśnień i prędkości lokalnych w wybranych płaszczyznach i punktach kontrolnych,
- pomiar wydajności badanej pompy,
- pomiar mocy i częstości obrotów,
- pomiar ciśnień w króćcach ssawnym i tłocznym oraz w płaszczyznach rozdzielających stopień wlotowy od stopnia środkowego i stopień środkowy od stopnia wylotowego,
- wyznaczenie strat ubocznych w badanej pompie (przecieki, moc tarcia tarcz wirujących, moc tarcia w łożyskach i dławnicach).

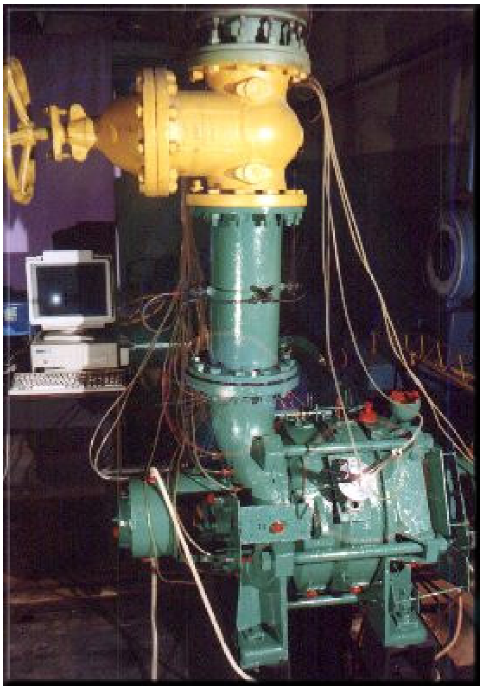
W dalszej części rozdziału omówiono konstrukcję stoiska badawczego na przykładzie stoiska do badań różnych wariantów pomiarowych wielostopniowych pomp odśrodkowych. Przedstawione rozwiązania elementów konstrukcyjnych stoiska, jak i układy pomiarowe mają charakter ogólny dla stoisk budowanych do badań doświadczalnych struktury przepływu w kanałach hydraulicznych pomp wielostopniowych.



Rys. 8.21. Schemat stanowiska pomiarowego
1 - zbiornik, 2 - pompa, 3 - silnik, 4 - rurociąg ssawny, 5 - rurociąg tłoczny, 6 - zawór regulacyjny, 7 - przepływomierz, 8 - ramię silnika, 9 - obciążniki, 10 - przetwornik siły, 11 - czujnik obrotomierza, 12 - przewody sygnałów hydraulicznych, 13 - komutator sygnałów hydraulicznych, 14 - przetworniki różnicy ciśnień, 15 - komputerowy zestaw pomiarowy

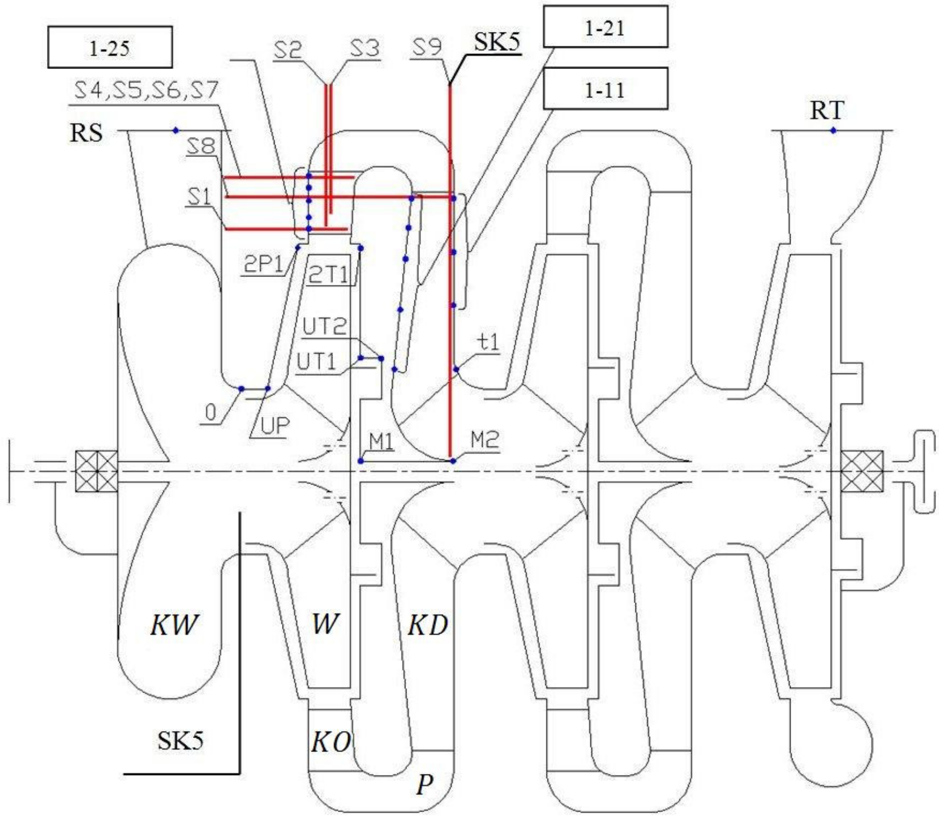
Schemat stanowiska spełniającego wyżej wymienione wymagania został przedstawiony na rys. 8.21, a widok badanej pompy na rys. 8.22.

Stanowisko charakteryzuje się zamkniętym obiegiem wody z otwartym zbiornikiem (1). Pompa (2) jest napędzana bezpośrednio silnikiem elektrycznym zawieszonym na kołysce (3). Zmiana punktu pracy pompy jest dokonywana przez dławienie przepływu zaworem (6) na tłoczeniu.



Rys. 8.22. Widok badanej pompy na stanowisku pomiarowym

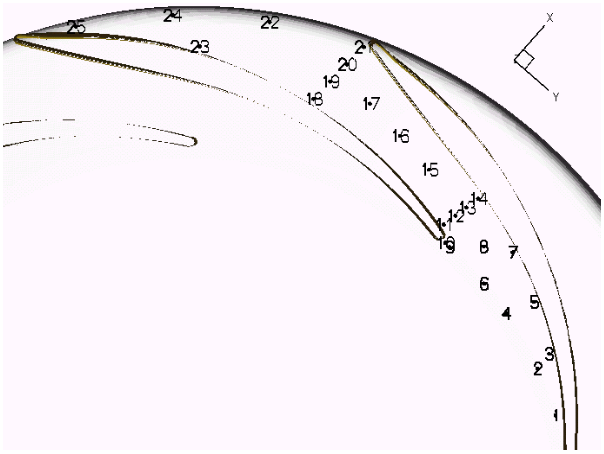
Głównym elementem stanowiska jest trójstopniowa pompa odśrodkowa (rys. 8.23). Elementami układu hydraulicznego stopnia pierwszego są: komora wlotowa KW, wirnik W, odśrodkowa kierownica łopatkowa KO, bezłopatkowy przewał P, dośrodkowa kierownica łopatkowa KD. Stopień drugi stanowi wirnik, odśrodkowa kierownica łopatkowa, bezłopatkowy przewał, łopatkowa kierownica dośrodkowa. W skład ostatniego stopnia badanej pompy wchodzi wirnik, odśrodkowa kierownica łopatkowa oraz komora wylotowa.



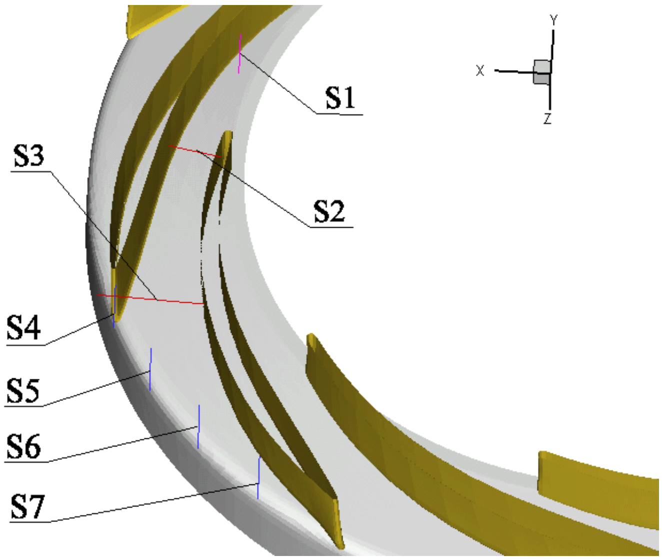
Rys. 8.23. Schemat układu pomiarowego trójstopniowej pompy odśrodkowej Rozmieszczenie punktów i płaszczyzn pomiarowych oraz linii sondowania

0 - rozmieszczenie 4 punktów na obwodzie do odbioru ciśnienia statycznego przed wlotem na wirnik I stopnia, $2PI$ - punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego za wirnikiem I stopnia po stronie tarczy przedniej, $2TI$ - punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego za wirnikiem I stopnia po stronie tarczy tylnej, $t1$ - punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego za I stopniem, UP - punkt odbioru sygnału ciśnienia statycznego przed uszczelnieniem przednim wirnika, $UT1-UT2$ - punkty pomiaru spadku ciśnienia statycznego w uszczelnieniu tylnym wirnika, $M1-M2$ - punkty pomiaru spadku ciśnienia statycznego w uszczelnieniu międzystopniowym, $1\div 25$ - punkty odbioru ciśnienia statycznego w łopatkowej kierownicy odśrodkowej, $1\div 21$ - punkty odbioru ciśnienia statycznego w łopatkowej kierownicy dośrodkowej (tarcza przednia), $1\div 11$ - punkty odbioru ciśnienia statycznego w łopatkowej kierownicy dośrodkowej (tarcza tylna), $RS,\cdot RT$ - punkty odbioru sygnału ciśnienia statycznego w rurociągach ssawnym i tłocznym, usytuowane zgodnie z wymaganiami normy PN-EN ISO 9906, SK5 - sonda kulowa pięciootworkowa, S1-S8- sondy młotkowe dwuotworkowe

Punkty pomiaru ciśnień na ścianie kierownicy odśrodkowej pokazano na rys. 8.24, a linie sondowania w przekroju wylotowym na rys. 8.25.

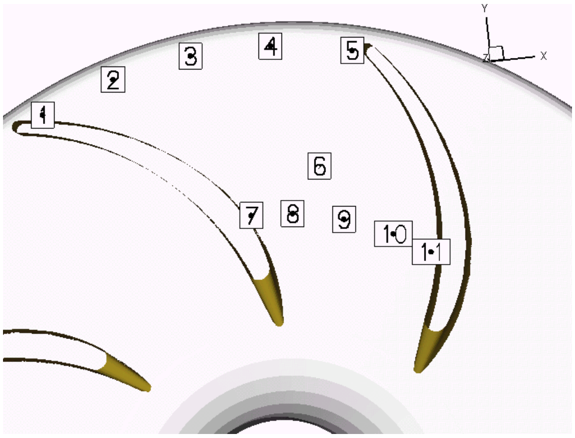


Rys. 8.24. Kierownica odśrodkowa pompy. Punkty odbioru ciśnienia na ściance od strony ssawnej

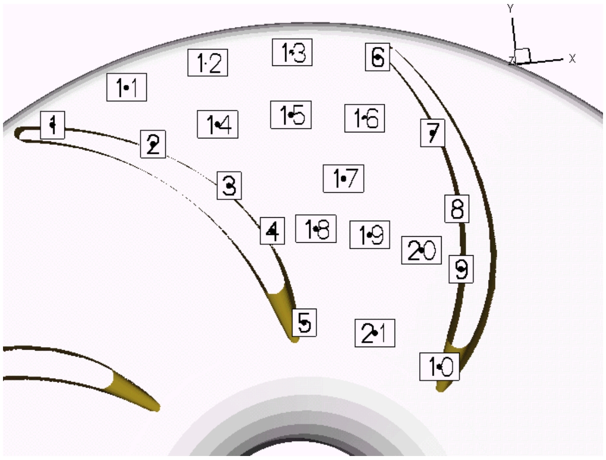


Rys. 8.25. Kierownica odśrodkowa pompy. Położenie linii sondowania

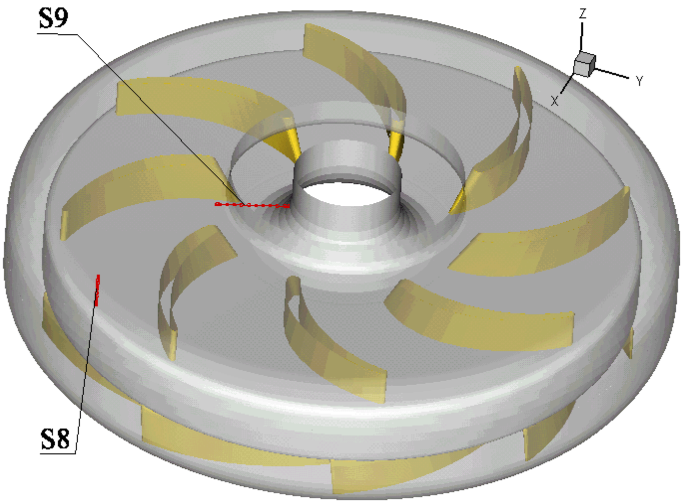
Rozmieszczenie punktów pomiaru ciśnienia na ścianach kierownicy dośrodkowej przedstawiono na rys. rys. 8.26, 8.27, 8.28.



Rys. 8.26. Kierownica dośrodkowa pompy. Punkty odbioru ciśnienia na ściance od strony tłocznej



Rys. 8.27. Kierownica dośrodkowa pompy. Punkty odbioru ciśnienia na ściance od strony ssawnej



Rys. 8.28. Kierownica dośrodkowa pompy. Położenie linii sondowania

Na układ pomiarowy ciśnień (przewody, komutatory, przetworniki) mogą być również kierowane sygnały ciśnienia z sond do pomiaru prędkości (rys. 8.25 i 8.28) oraz z wybranych punktów na ścianach kanałów hydraulicznych (rys. rys. 8.24, 8.26, 8.27).

Sygnały z przetworników ciśnień mogą być przekazywane do komputerowego zestawu pomiarowego (rys. 8.21).

Poza doświadczalnym wyznaczeniem parametrów lokalnych (ciśnień, prędkości) oprzyrządowanie umożliwia również pomiary do określenia:

- charakterystyk przepływowo-energetycznych pompy i poszczególnych stopni,
- mocy tarcia wirujących tarcz wirników,
- mocy tarcia w łożyskach i dławnicach,
- przecieków przez uszczelnienia wewnątrz pompy (tzn. uszczelnienie przednie i tylne wirnika oraz uszczelnienie międzystopniowe).

W kolejnych rozdziałach zostały omówione przyrządy i układy pomiarowe stanowiska.

8.3.2. Pomiar wydajności

Do pomiaru wydajności zastosowano[5] przepływomierz zwężkowy wykonany zgodnie z wymaganiami normy PN-93/M-5 3 950/01 dla kryz z przytarczowym odbiorem sygnału ciśnienia.

Wydajność, zgodnie z powyższą normą, wyznacza się z zależności:

[5] Obecnie są stosowane przepływomierze elektromagnetyczne.

$$Q = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_K}{\rho}} \tag{8.25}$$

gdzie: C - współczynnik przepływu:

$$C = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.1840 \cdot \beta^8 + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\mathrm{Re}_D}\right)^{0.75} \tag{8.26}$$

β - przewężenie kryzy:

$$\beta = \frac{d}{D} \tag{8.27}$$

Re_D - liczba Reynoldsa:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{4Q}{\pi \cdot D \cdot \upsilon} \tag{8.28}$$

$\upsilon = 1{,}0 \cdot 10^{-6}\,\frac{m^2}{s}$ - lepkość kinematyczna wody,

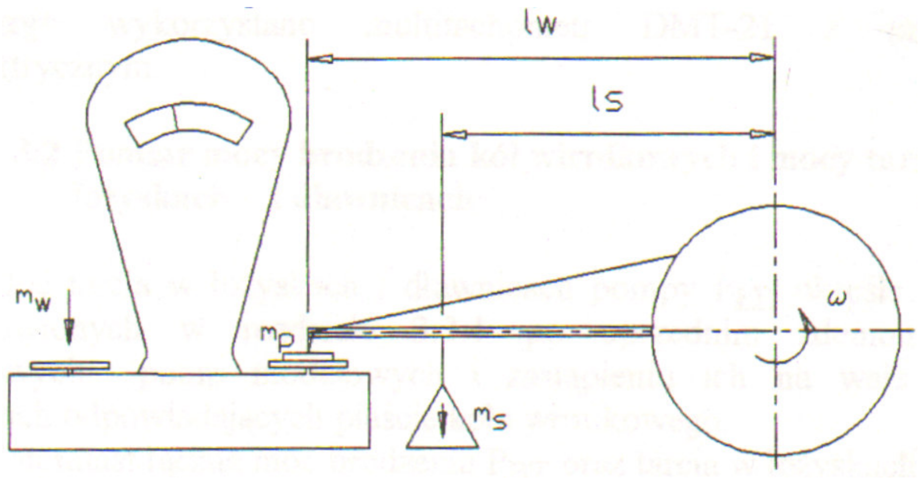
$\varepsilon = 1$ - liczba ekspansji,

Δp_K - spadek ciśnienia na kryzie,

$\rho = 998.2\,\frac{kg}{m^3}$ - gęstość wody w temperaturze 20°C.

8.3.3. Pomiary mocy i częstości obrotów

Do wyznaczenia mocy na wale pompy sprzęgniętym z wałem napędowego silnika elektrycznego służy układ pomiarowy, w którym silnik (3) (rys. 8.21) jest wyposażony w ramię (8), którego oś przecina prostopadle oś silnika. Silnik jest zawieszony wahliwie w specjalnych podporach łożyskowych. Pomiar mocy polega na wyznaczenia momentu reakcji stojana, który jest równy momentowi obrotowemu wirnika silnika napędowego M oraz na określeniu prędkości kątowej wału ω (rys. 8.29).



Rys. 8.29. Schemat układu pomiaru momentu na wale

Zależność określająca pobór mocy ma postać:

$$P = \omega \cdot M = 2\pi n' g\left[m_s l_s - \left(m_w - m_p\right) l_w\right] \tag{8.29}$$

gdzie: m_s - masa obciążenia układu pomiarowego korygowana w czasie pomiarów,

m_w - masa równoważąca wskazania wagi,

m_p - masa obciążenia wstępnego,

l_w - długość ramienia kołyski,

l_s - odległość zawieszenia masy obciążającej,

n' - częstość obrotowa wału.

Niezbędną do określenia prędkości kątowej ω, prędkość obrotową mierzono przy pomocy obrotomierza cyfrowego z czujnikiem fotooptycznym (11) (rys. 8.21), odbierającym sygnały z tarczy zamocowanej na wale silnika zaopatrzonej w 60 otworków. Dokładność pomiaru obrotów wynosi ±1 obr/min.

W trakcie badań wyznaczano następujące wartości mocy:

- moc na wale pompy P,
- moc tarcia wirujących tarcz wirników P_b,
- moc mechaniczną (moc tarcia w łożyskach i dławnicach) P_m.

Moc tarcia w łożyskach i dławnicach P_m określono według wyżej wymienionych zasad po uprzednim zdemontowaniu wirników pomp i zastąpieniu ich na wale tulejami o wymiarach odpowiadających piaście wirnika.

Do wyznaczenia mocy tarcia wirujących tarcz wirników pompy ich kanały zostały zaślepione odpowiednim wypełniaczem. Moc P_b stanowi wówczas różnicę tak zmierzonej na stanowisku oraz wyznaczonej wcześniej mocy strat w łożyskach i dławnicach P_m.

8.3.4. Pomiar ciśnień statycznych

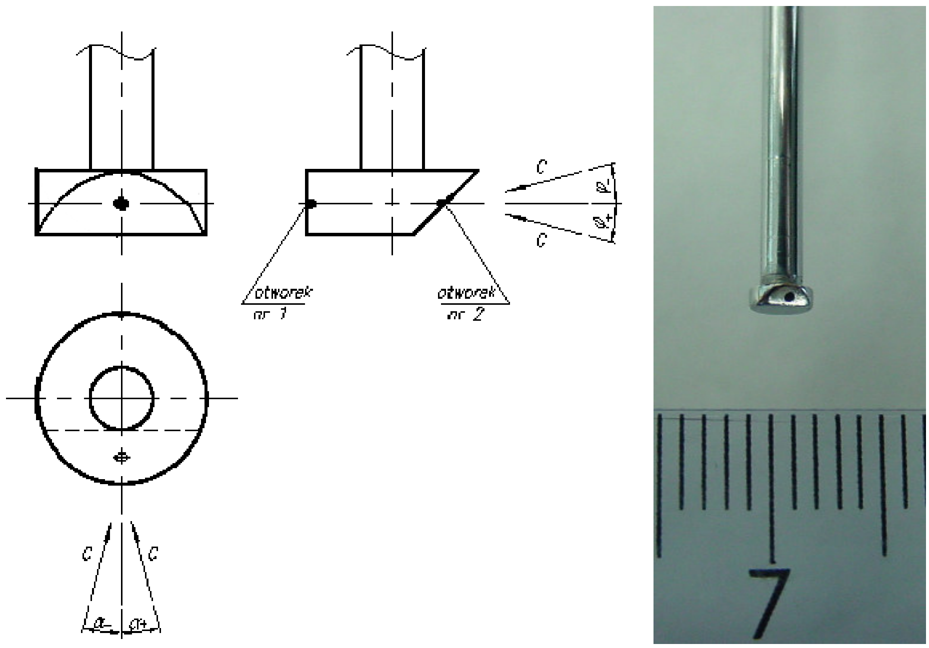
Do pomiaru ciśnień statycznych w nieruchomych elementach hydraulicznych pompy, w ściankach ich kanałów wykonano otworki o średnicy 0.5 mm położone w wybranych przekrojach kontrolnych. O wyborze punktów pomiaru decydowały względy hydrauliczne i konstrukcyjne elementów pompy.

8.3.5. Przyrządy do pomiaru parametrów lokalnych

Lokalne ciśnienia cieczy, działające na ściany kanałów przepływowych, określano odbierając sygnały ciśnienia z otworków wykonanych w ściankach.

Położenie otworków na ściankach kanałów kierownic oraz linie sondowania przedstawiono w rozdziale 8.3.1.

Prędkości i ciśnienia cieczy wewnątrz strugi określano, wykorzystując kierunkowe sondy ciśnienia.



Rys. 8.30. Budowa czułki sondy młotkowej dwuotworkowej

Do pomiarów zastosowano dwuotworkowe sondy młotkowe. W porównaniu do innych sond kierunkowych ww. sonda posiada tę zaletę, że pozwala na pomiary w przepływie przestrzennym ze znacznymi gradientami ciśnień w stosunkowo wąskich kanałach. Wadą jej jest większa pracochłonność pomiarów.

Sonda pozwala na określenie ciśnienia statycznego oraz wartości i kierunku wektora prędkości płynu występujących w miejscu umieszczenia czułki.

Na rys. 8.30 przedstawiono konstrukcję sondy dwuotworkowej oraz oznaczenia kątów.

W pomiarach zastosowano sondy o średnicy trzpienia 2,5 mm, z czułką o średnicy 3,5 mm i grubości 1 mm oraz średnicy otworków 0,3 mm.

Wzorcowanie sond przeprowadzono w tuneliku powietrznym w zakresie kątów: $-14^o < \alpha < 14^o$ i $-27^o < \varphi < 36^o$ oraz w zakresie liczb Re = $7*10^3 \div 3{,}6*10^4$, co odpowiada zakresowi prędkości wody 2÷11 m/s.

W trakcie wzorcowania sondy w tuneliku dla każdego punktu zostały zmierzone:

- sygnał ciśnienia $p_1^{'}$ z otworka 1 dla sondy ustawionej pod kątem $\alpha_1^{'}$, dla którego sygnał ten osiąga wartość zbliżoną do maksymalnej,
- sygnał ciśnienia $p_1^{''}$ z otworka 1 dla sondy ustawionej pod kątem $\alpha_1^{''} = \alpha_1^{'} -40^o$,
- sygnał ciśnienia $p_1^{'''}$ z otworka 1 dla sondy ustawionej pod kątem $\alpha_1^{'''} = \alpha_1^{'} +40^o$,
- sygnał ciśnienia $p_2^{'}$ z otworka 2 dla sondy ustawionej pod kątem $\alpha_2^{'} = \alpha_1^{'} +180^o$,
- sygnał ciśnienia $p_2^{''}$ z otworka 2 dla sondy ustawionej pod kątem $\alpha_2^{''} = \alpha_2^{'} -40^o$,
- sygnał ciśnienia $p_2^{'''}$ z otworka 2 dla sondy ustawionej pod kątem $\alpha_2^{'''} = \alpha_2^{'} +40^o$.

Na podstawie powyższych wartości sygnałów zostały określone charakterystyki sondy (rys. 8.31) obejmujące zależności dla dwóch współczynników kątowych $k_\alpha(\alpha,\varphi)$ i $k_\varphi(\alpha,\varphi)$ zdefiniowanych wzorami:

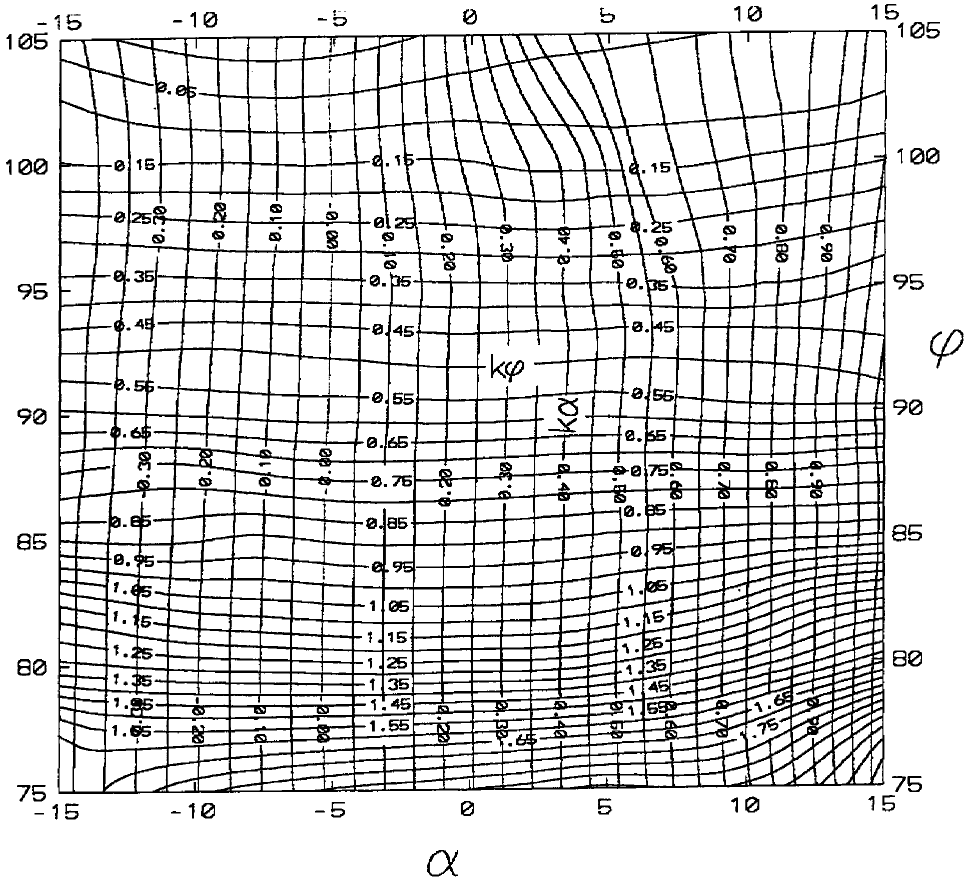
$$k_\alpha = \frac{p_1^{''} - p_1^{'''}}{2p_1^{'} - p_1^{''} - p_1^{'''}} \tag{8.30}$$

$$k_\varphi = \frac{p_1^{'} - p_2^{'} + p_1^{''} - p_2^{''} + p_1^{'''} - p_2^{'''}}{2p_1^{'} - p_1^{''} - p_1^{'''}} \tag{8.31}$$

oraz sześciu współczynników odbioru ciśnienia dynamicznego $k_i^j(\alpha,\varphi)$, zdefiniowanych jako:

$$k_i^j = \frac{p_i^j - p_s}{p_d} \tag{8.32}$$

gdzie: p_s i p_d - oznaczają odpowiednio ciśnienie statyczne i dynamiczne.



Rys. 8.31. Charakterystyka kierunkowa sondy dwuotworkowej

Wykorzystanie sondy w trakcie pomiarów w kanale pompy polega na określeniu wartości sześciu sygnałów ciśnień p_i^j dla ww. położeń sondy, z których można obliczyć wartości współczynników k_α i k_φ i na tej podstawie z charakterystyk sondy określić kierunek wektora prędkości (kąty α i φ) oraz wartości sześciu współczynników k_i^j .

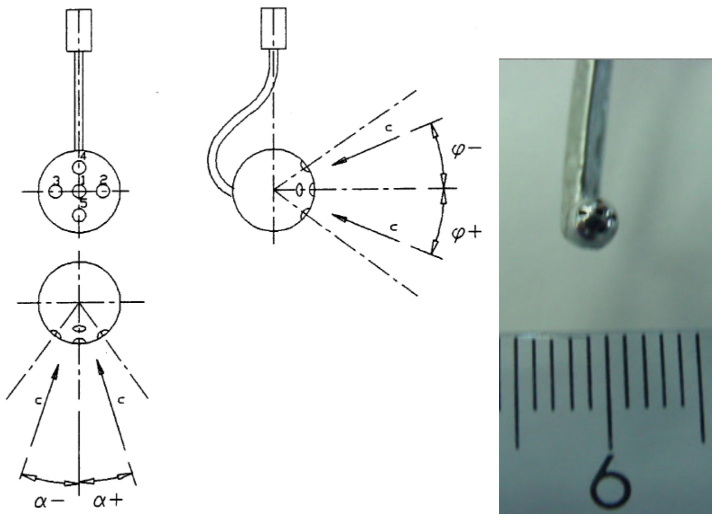
Wartość wektora prędkości określa się z zależności:

$$c = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} = \sqrt{\frac{2(p_i^j - p_k^l)}{\rho(k_i^j - k_k^l)}} \tag{8.33}$$

a ciśnienie statyczne z wzoru:

$$p_s = p_i^j - k_i^j \cdot p_d \tag{8.34}$$

W badaniach parametrów lokalnych cieczy zastosowano również pięcio-otworkowe sondy SK5 (rys. 8.23) z czułką kulistą o średnicy ∅ 2,5 mm. Średnica otworków wynosi ∅ 0,4 mm. Schemat czułki sondy przedstawiono na rys. 8.23.



Rys. 8.32. Schemat czułki sondy SK5 z oznaczeniem otworków i kątów napływu cieczy

Pomiar omawianą sondą umożliwia wyznaczanie ciśnienia statycznego, ciśnienia dynamicznego oraz całkowitego, panującego w miejscu pomiaru, a także wyznaczanie kierunku i wartości wektora prędkości cieczy.

Kierunek wektora prędkości jest określony kątem α leżącym w płaszczyźnie prostopadłej do osi sondy i przechodzącej przez otworki 2 i 3 oraz kątem φ leżącym w płaszczyźnie przechodzącej przez oś sondy.

Pomiar sondą polega na takim obracaniu jej w uchwycie, aby ciśnienia p_2 i p_3 w otworkach 2 i 3 wyrównały się, co prowadzi do wyznaczenia kąta α napływu cieczy zawartego pomiędzy kierunkiem odniesienia a osią centralnego otworka 1.

Odczytane ciśnienia p_1, $p_2 = p_3$, p_4, p_5 względem przyjętego ciśnienia odniesienia umożliwiają wyznaczenie wartości funkcji:

$$k_\varphi = \frac{p_5 - p_4}{p_1 - p_2} \tag{8.35}$$

wyznaczonej w trakcie wzorcowania sondy. Na tej podstawie jest określany kąt φ i pozostałe wartości funkcji wzorcowania sondy k_1, $k_2 = k_3$, k_4, k_5 odpowiadające tej wartości kąta φ. W kolejnym kroku jest wyznaczane ciśnienie dynamiczne wg zależności:

$$p_d = \frac{p_x - p_y}{k_x(\varphi) - k_y(\varphi)} \tag{8.36}$$

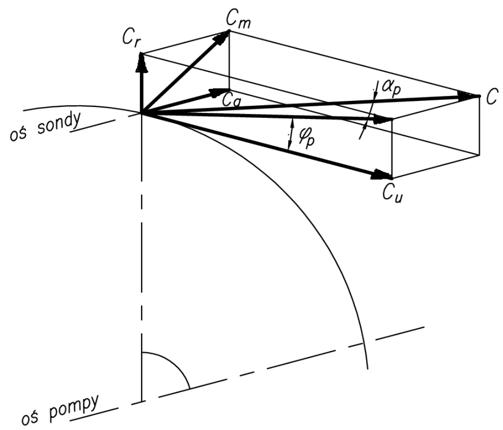
gdzie: x i y - numery dowolnych otworków tak dobrano aby licznik i mianownik w powyższym wyrażeniu były jak największe, co zapewnia większą dokładność pomiaru.

Ciśnienie statyczne jest określane z zależności:

$$p = p_x - k_x(\varphi) p_d \tag{8.37}$$

natomiast ciśnienie całkowite z wzoru:

$$p_c = p_1 + k_1(\varphi) p_d \tag{8.38}$$



Rys. 8.33. Składowe wektora prędkości w przyjętym układzie

Prędkość cieczy w miejscu pomiaru jest wyznaczana z zależności:

$$c = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} \tag{8.39}$$

natomiast składowe wektora prędkości są określane na podstawie wyznaczonych kątów α i φ.

Składowe prędkości dla przyjętego układu pokazano na rys. 8.33.

8.3.6. Parametry lokalne cieczy i współczynniki pracy kierownicy

Wektory prędkości otrzymane z pomiarów sondami rozkładano na składowe w układzie współrzędnych związanym z korpusem pompy, przyjmując:

- dla składowej obwodowej c_u dodatni zwrot zgodny ze zwrotem prędkości unoszenia,
- dla składowej promieniowej c_r dodatni zwrot od osi pompy na zewnątrz,
- dla składowej osiowej c_a dodatni zwrot od ssania do tłoczenia pompy.

Parametry średnie dla danej linii sondowania S lub powierzchni A obliczano zgodnie z poniższymi zasadami.

Składowe merydionalne prędkości c_m uśredniano ze strumienia objętości cieczy dla linii S:

$$\overline{c}_m = \frac{\sum_S c_m \cdot \Delta S}{\sum_S \Delta S}$$

lub dla powierzchni A (8.40)

$$\overline{c}_m = \frac{\sum_A c_m \cdot \Delta A}{\sum_A \Delta A}$$

Składowe obwodowe prędkości c_u uśredniano ze strumienia impulsu cieczy dla linii S:

$$\overline{c}_u = \frac{\sum_S c_u \cdot c_m \cdot \Delta S}{\sum_S c_m \cdot \Delta S}$$

lub dla powierzchni A (8.41)

$$\overline{c}_u = \frac{\sum_A c_u \cdot c_m \cdot \Delta A}{\sum_A c_m \cdot \Delta A}$$

Wypadkowe prędkości c uśredniano ze strumienia energii cieczy dla linii S:

$$\overline{c} = \sqrt{\frac{\sum_S c^2 \cdot c_m \cdot \Delta S}{\sum_S c_m \cdot \Delta S}} \tag{8.42}$$

lub dla powierzchni A

$$\overline{c} = \sqrt{\frac{\sum_A c^2 \cdot c_m \cdot \Delta A}{\sum_A c_m \cdot \Delta A}}$$

Średnie ciśnienie statyczne obliczano dla linii S:

$$\overline{p} = \frac{\sum_S p \cdot c_m \cdot \Delta S}{\sum_S c_m \cdot \Delta S}$$

lub dla powierzchni A (8.43)

$$\overline{p} = \frac{\sum_A p \cdot c_m \cdot \Delta A}{\sum_A c_m \cdot \Delta A}$$

Średnie ciśnienie całkowite obliczano jako:

$$\overline{p}_c = \overline{p} + \rho \frac{\overline{c}^2}{2}. \tag{8.44}$$

Współczynniki charakteryzujące pracę odcinka kanału kierownicy zawartego między przekrojami początkowym *i* oraz końcowym *i+1* obliczano wg zależności:

- współczynnik przyrostu ciśnienia statycznego:

$$C_p = \frac{p_{i+1} - p_i}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_i^2} \tag{8.45}$$

- współczynnik strat ciśnienia całkowitego:

$$k_{str} = \frac{p_{ci} - p_{ci+1}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_i^2} = \frac{p_i + p_{i+1}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_i^2} + \frac{c_i^2 - c_{i+1}^2}{c_i^2} = C_{pid} - C_p \tag{8.46}$$

gdzie: p_c - ciśnienie całkowite,

C_{pid} - współczynnik przyrostu ciśnienia statycznego dla przepływu bez strat.

8.3.7. Niepewność pomiarów

Niepewność określenia wielkości x będącej funkcją wielkości y_i obliczono jako:

$$\Delta x = \pm\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\left(\frac{\delta x}{\delta y_i}\right)^2 \cdot \Delta y_i^2\right]} \tag{8.47}$$

gdzie: Δy_i - niepewność określenia wielkości y_i.

Stosując tę zależność obliczono niepewności określenia z pomiarów poszczególnych wielkości.

Niepewności określenia poszczególnych wielkości składowych Δy_i przyjmowano w zależności od zastosowanych przyrządów pomiarowych oraz z analizy charakterystyk wzorcowania sond.

Niepewność określenia wielkości wyznaczanych przy pomocy sond ciśnienia

- niepewność względna określenia prędkości cieczy:

$$\frac{\Delta c}{c} = \pm\left[\frac{1}{4}\cdot\frac{\Delta p_d^2}{p_d^2} + \frac{1}{4}\cdot\frac{\Delta\rho^2}{\rho^2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8.48}$$

gdzie:

- niepewność określenia ciśnienia dynamicznego:

$$\Delta p_d = \pm\left[\frac{\Delta p_{ij}^2}{(k_i - k_j)^2} + \frac{p_{ij}^2}{(k_i - k_j)^4}\cdot\Delta k_i^2 + \frac{p_{ij}^2}{(k_i - k_j)^4}\cdot\Delta k_j^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8.49}$$

- niepewność określenia gęstości:

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} = \pm 0{,}1\%$$

- ciśnienie dynamiczne:

$$p_d = \frac{p_i - p_j}{k_i - k_j}$$

- prędkość cieczy:

$$c = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}}$$

- różnica ciśnień całkowitych pomiędzy otworkami o numerach *i* oraz *j:*

$$p_{ij} = p_i - p_j$$

- niepewność określenia różnicy ciśnień p_{ij}:

$$\Delta p_{ij} = \pm\left[\Delta p_i^2 + \Delta p_j^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8.50}$$

- niepewność określenia ciśnienia w poszczególnych otworkach w stosunku do ciśnienia odniesienia Δp_i oraz Δp_j przyjmowano zależnie od zastosowanego przetwornika.

Niepewność określenia pomiarowego kąta α :

$$\Delta\alpha = \pm\left[(\Delta\alpha_W)^2 + (\frac{\partial\alpha_W}{\partial k_\alpha})^2 \cdot (\Delta k_\alpha)^2 + (\Delta\alpha_o)^2\right]^{\frac{1}{2}} [\%] \tag{8.51}$$

gdzie:

- niepewność określenia kąta α_w z charakterystyki wzorcowania sondy:

$$\Delta\alpha_W = 0{,}5°$$

- niepewność określenia kąta α_o ustawiania uchwytu sondy względem osi pompy:

$$\Delta\alpha_o = 0{,}25°$$

- niepewność określenia współczynnika Δk_α:

$$\Delta k_\alpha = \pm\left[\begin{array}{l}\left(\dfrac{2(p_1^{''} - p_1^{'''})}{(2p_1^{'} - p_1^{''} - p_1^{'''})^2}\right)^2 \cdot \Delta p_1^{'2} + \left(\dfrac{2(p_1^{'} - p_1^{'''})}{(2p_1^{'} - p_1^{''} - p_1^{'''})^2}\right)^2 \cdot \\ \Delta p_1^{''2} + \left(\dfrac{2(p_1^{'} - p_1^{''})}{(2p_1^{'} - p_1^{''} - p_1^{'''})^2}\right)^2 \cdot \Delta p_1^{'''2}\end{array}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8.52}$$

$\Delta p_1{'}$, $\Delta p_1{''}$, $\Delta p_1{'''}$ - niepewności określenia ciśnień z otworka 1.

Niepewność określenia kąta pomiarowego φ:

$$\Delta\varphi = \pm\left[(\Delta\varphi_W)^2 + (\frac{\partial\varphi_W}{\partial k_\varphi})^2 \cdot (\Delta k_\varphi)^2 + (\Delta\varphi_o)^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8.53}$$

gdzie:

- niepewność określenia kąta φ_W z charakterystyki wzorcowania sondy:

$$\Delta\varphi_W = 0{,}5°$$

- niepewność określenia kąta φ_o ustawiania uchwytu sondy względem osi pompy:

$$\Delta\varphi_o = 0{,}25° \tag{8.54}$$

- niepewność określenia współczynnika Δk_φ:

$$\Delta k_\varphi = \pm\left[\begin{array}{l} \left(\dfrac{3(p_1'' - p_1''') - (p_2' + p_2'' + p_2''')}{(2p_1' - p_1'' - p_1''')^2}\right)^2 \cdot \Delta p_1'^2 + \left(\dfrac{1}{2p_1' - p_1'' - p_1'''}\right)^2 \cdot \Delta p_2'^2 \\ + \left(\dfrac{3p_1' - (p_2' + p_2'' + p_2''')}{(2p_1' - p_1'' - p_1''')^2}\right)^2 \cdot \Delta p_1''^2 + \left(\dfrac{1}{2p_1' - p_1'' - p_1'''}\right)^2 \cdot \Delta p_2''^2 + \\ + \left(\dfrac{3p_1' - (p_2' + p_2'' + p_2''')}{(2p_1' - p_1'' - p_1''')^2}\right)^2 \cdot \Delta p_1'''^2 + \left(\dfrac{1}{2p_1' - p_1'' - p_1'''}\right)^2 \cdot \Delta p_2'''^2 \end{array}\right. \tag{8.55}$$

$\Delta p_2'$, $\Delta p_2''$, $\Delta p_2'''$ - niepewności określenia ciśnień z otworka 2.

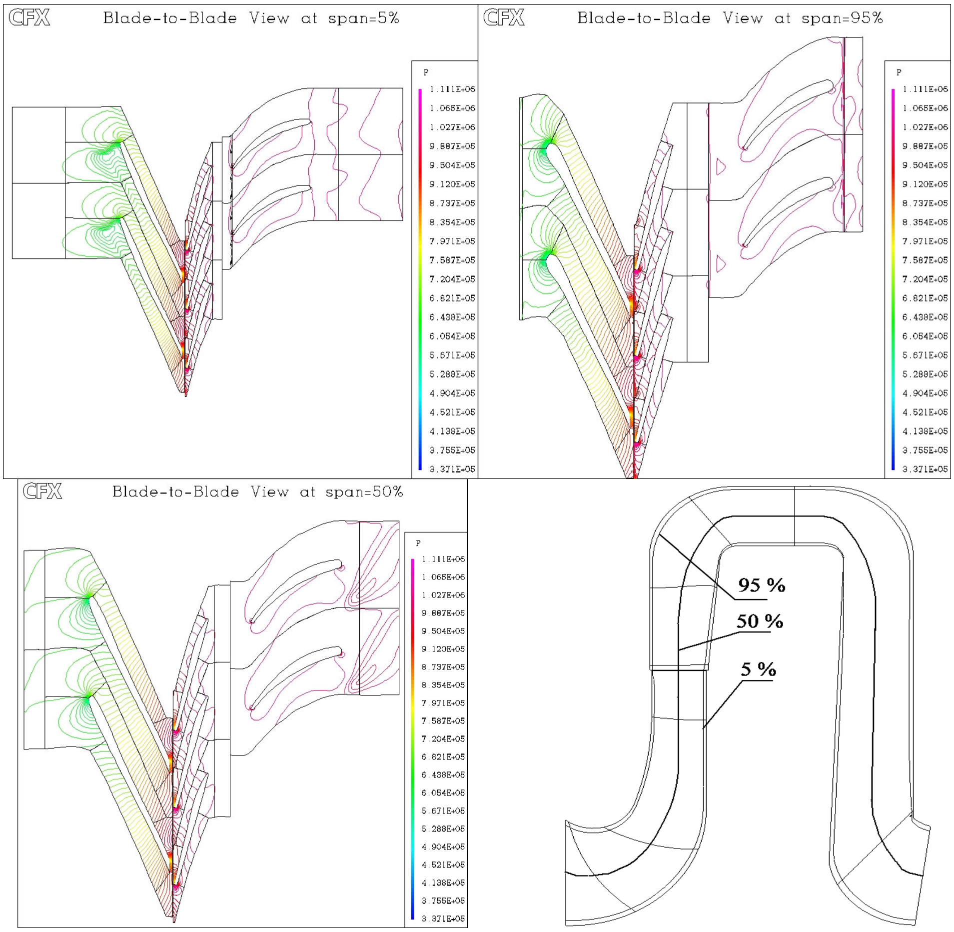
8.3.8. Wyniki obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych

Pomiary doświadczalne, jak i obliczenia numeryczne przeprowadzono w szerokim zakresie zmian wydajności pompy.

Poniżej przedstawiono wybrane wyniki obliczeń numerycznych i pomiarów dla wydajności nominalnej.

Zestawienie wyników obliczeń numerycznych obejmuje:

- pole ciśnienia statycznego na I stopniu dla wydajności nominalnej (model $k-\varepsilon$). Widok w rozwinięciu od łopatki do łopatki (blade to blade) w różnych przekrojach merydionalnych: 5, 50 i 95% (rys. 8.34),
- rozkład prędkości w przekroju poprzecznym wirnika (rys. 8.35),
- rozkład prędkości w przekroju merydionalnym wirnika (rys. 8.36),
- rozkład ciśnienia w przekroju poprzecznym wirnika (rys. 8.37),
- rozkład prędkości względnej w środkowej powierzchni kanału wirnika (rys. 8.38),
- wektory prędkości względnej w środkowej powierzchni kanału wirnika (rys. 8.39),
- wektory prędkości względnej w pobliżu tarczy tylnej wirnika (rys. 8. 40),
- wektory prędkości względnej w pobliżu tarczy przedniej wirnika (rys. 8.41),

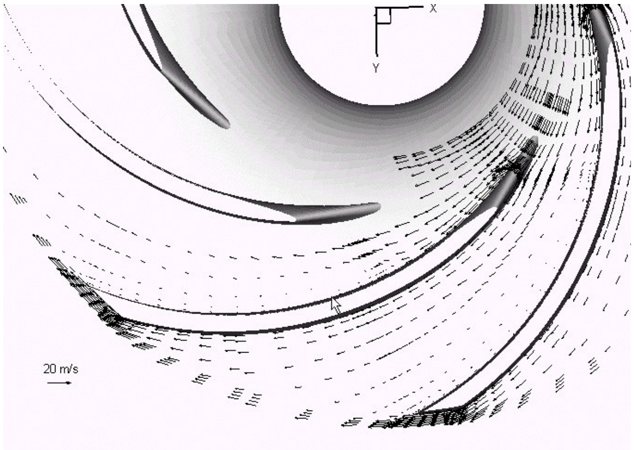


Rys. 8.34. Pole ciśnienia statycznego w I stopniu dla wydajności nominalnej (model $k-\varepsilon$)
Widok w rozwinięciu od łopatki do łopatki (blade to blade)
w różnych miejscach przekroju merydionalnego: 5, 50 i 95%)

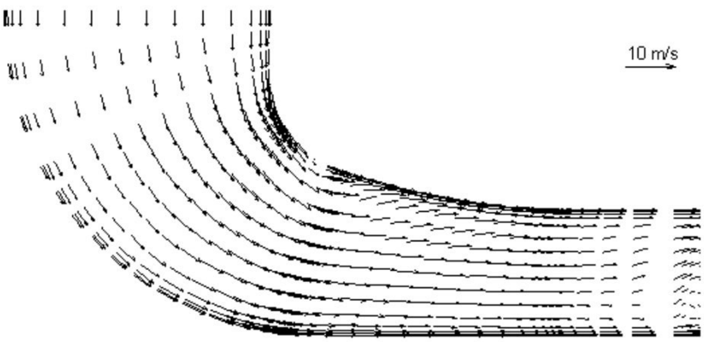
- profil prędkości względnej w przekroju wylotowym z wirnika D_2 (rys. 8.42),
- pole ciśnienia statycznego w środkowej powierzchni kanału wirnika (rys. 8.43),
- wektory prędkości na wlocie do wirnika I stopnia w położeniu sondy SK5, dla modelu $k-\varepsilon$ (rys. 8.44),
- pole prędkości na wlocie do wirnika (składowa merydionalna) (rys. 8.45),
- składowa obwodowa i merydionalna prędkości na powierzchni wlotowej do wirnika I stopnia (rys. 8.46),
- wektory prędkości w położeniu sondy S9 na wylocie z kierownicy dośrodkowej I stopnia dla modelu $k-\varepsilon$ (rys. 8.47),

- rozkład składowej merydionalnej prędkości na wylocie z kierownicy dośrodkowej (rys. 8.48),
- prędkość na wylocie z kierownicy dośrodkowej (rys. 8.49),
- składowa merydionalna i obwodowa prędkości na wylocie z kierownicy dośrodkowej (rys. 8.50),
- obraz linii prądu w przepływie przez I stopień pompy dla modelu $k-\varepsilon$ (rys. 8.51).

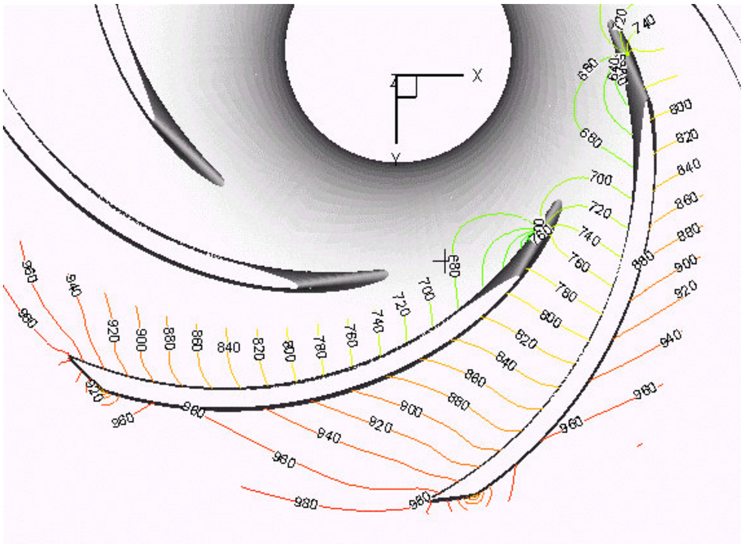
Graficzną ilustrację wyników obliczeń numerycznych przedstawiono na kolejnych rysunkach od 8.34 do 8.51.



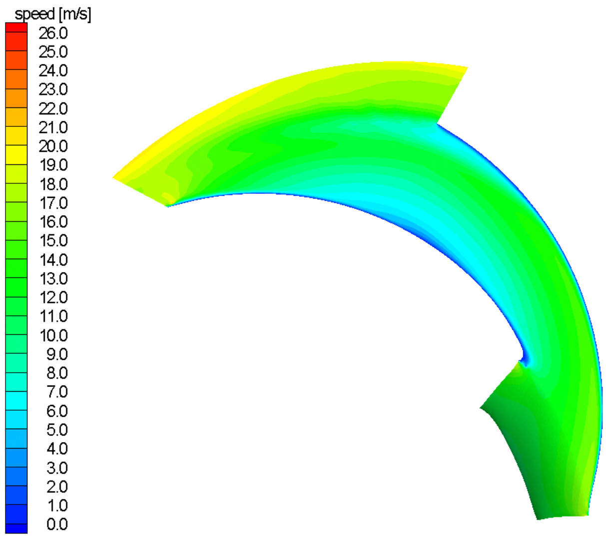
Rys. 8.35. Rozkład prędkości w przekroju poprzecznym wirnika



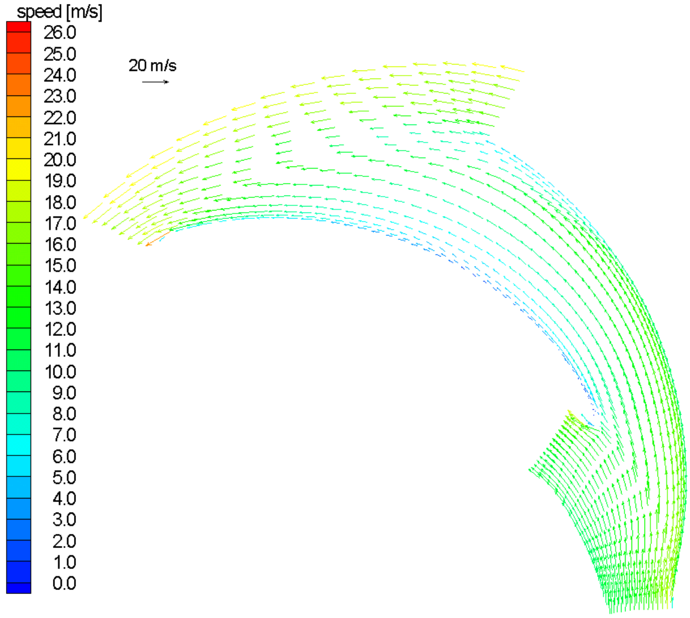
Rys. 8.36. Rozkład prędkości w przekroju merydionalnym wirnika



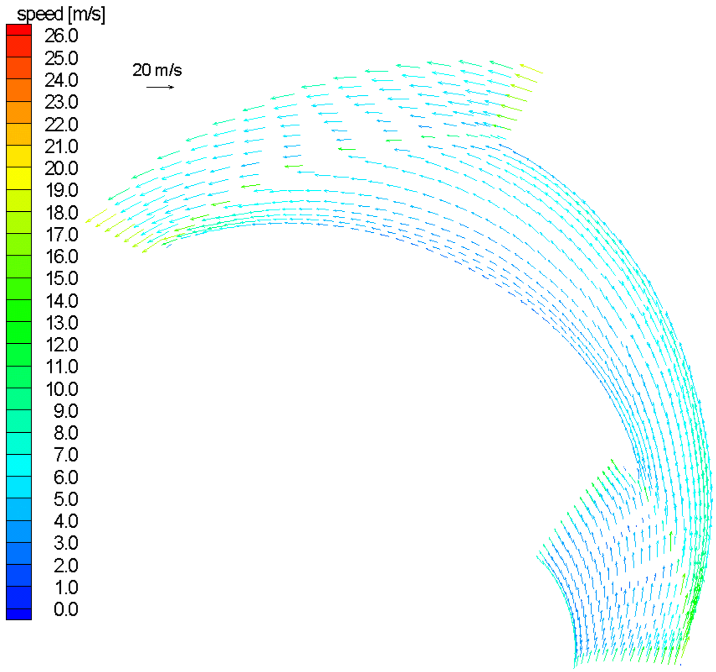
Rys. 8.37. Rozkład ciśnienia w przekroju poprzecznym wirnika



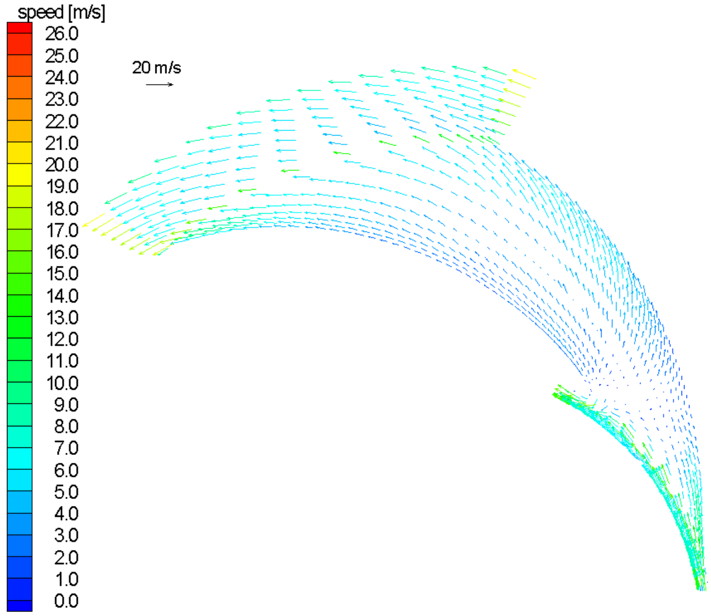
Rys. 8.38. Prędkości względne na powierzchni środkowej kanału wirnika



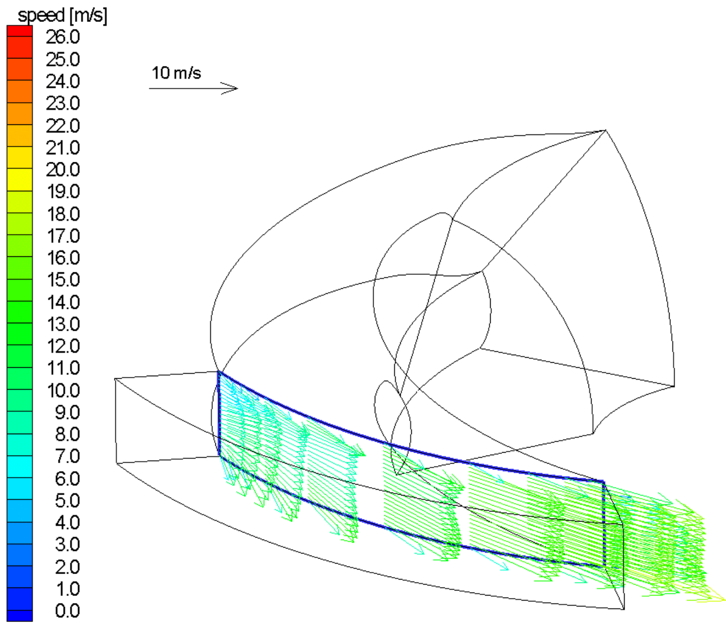
Rys. 8.39. Wektory prędkości względnej na powierzchni środkowej kanału wirnika



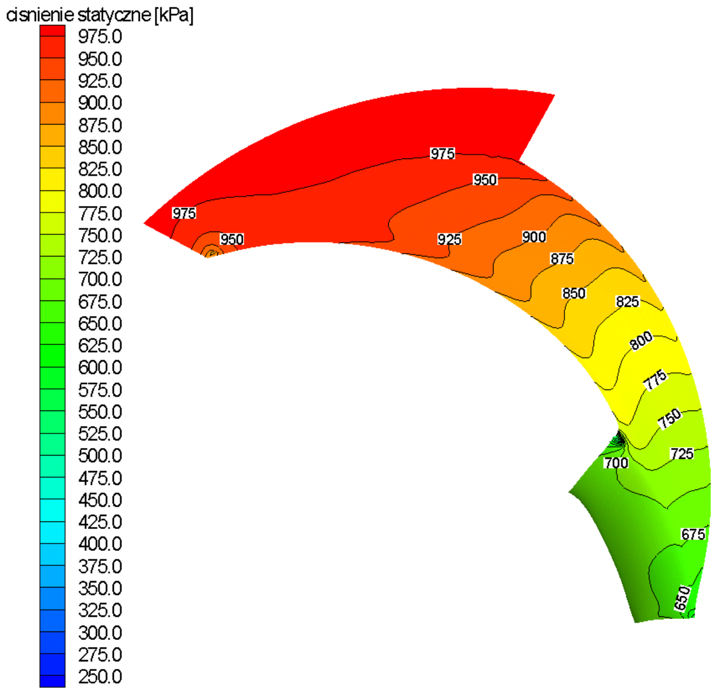
Rys. 8.40. Wektory prędkości względnej w pobliżu tarczy tylnej wirnika



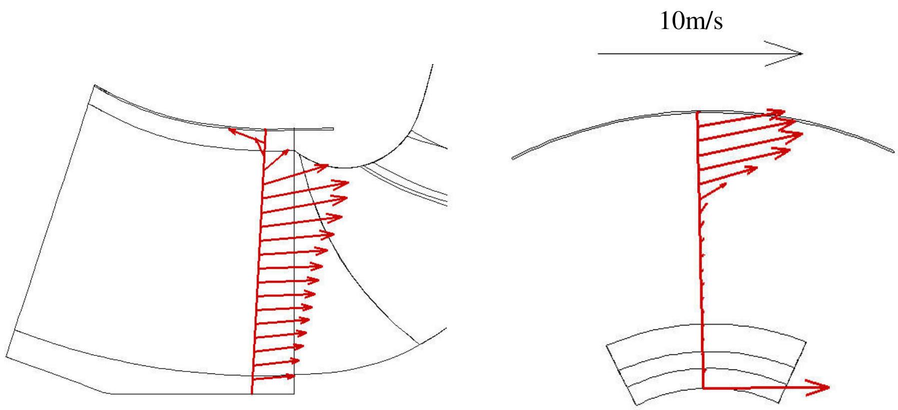
Rys. 8.41. Wektory prędkości względnej w pobliżu tarczy przedniej wirnika



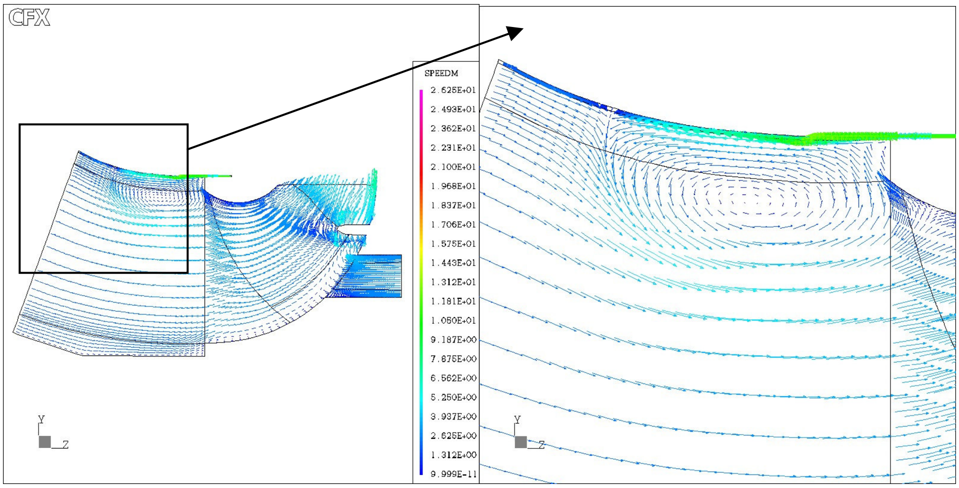
Rys. 8.42. Profil prędkości względnej na wylocie z wirnika



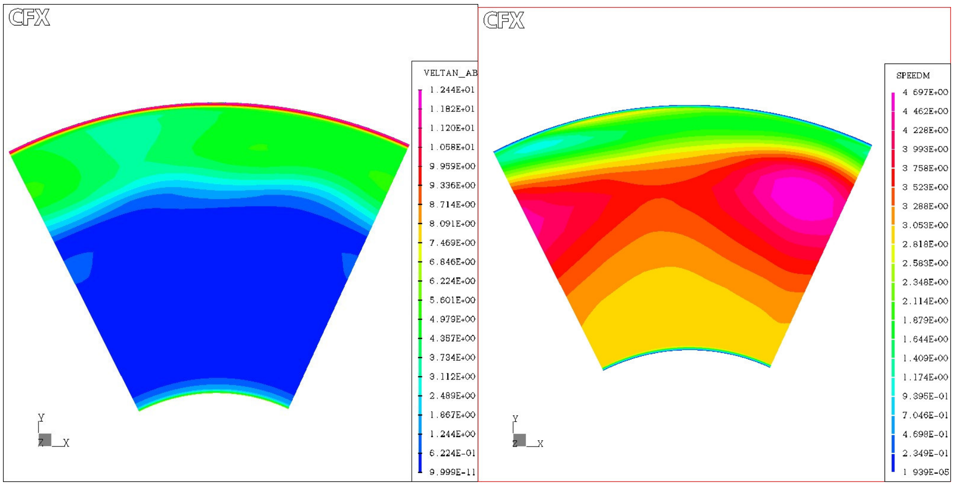
Rys. 8.43. Pole ciśnienia statycznego na powierzchni środkowej kanału wirnika



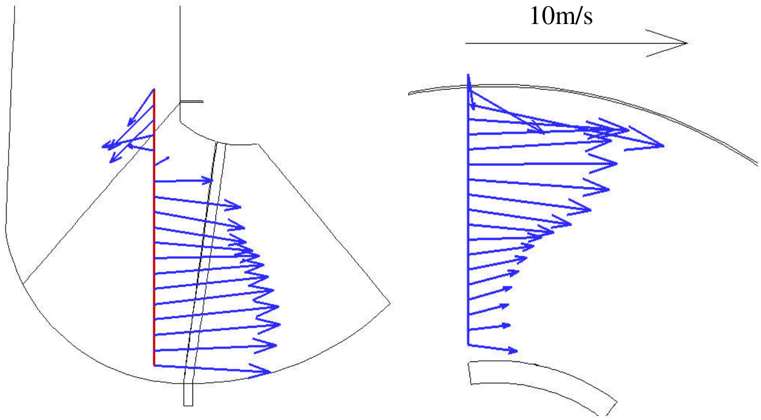
Rys. 8.44. Wektory prędkości na wlocie do wirnika I stopnia w położeniu sondy SK5 dla modelu $k-\varepsilon$



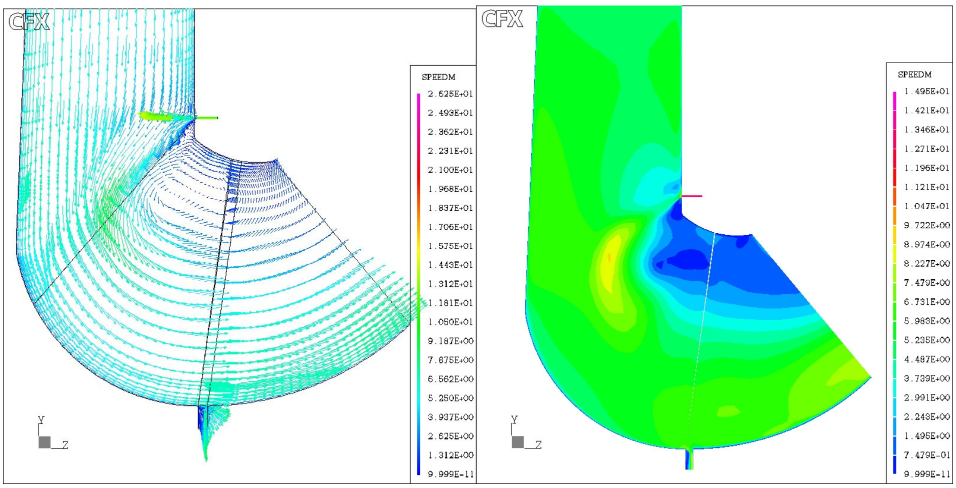
Rys. 8.45. Pole prędkości na wlocie do wirnika (składowa merydionalna)
Wir w obszarze wlotu do wirnika generowany przez przeciek przez uszczelnienie przednie



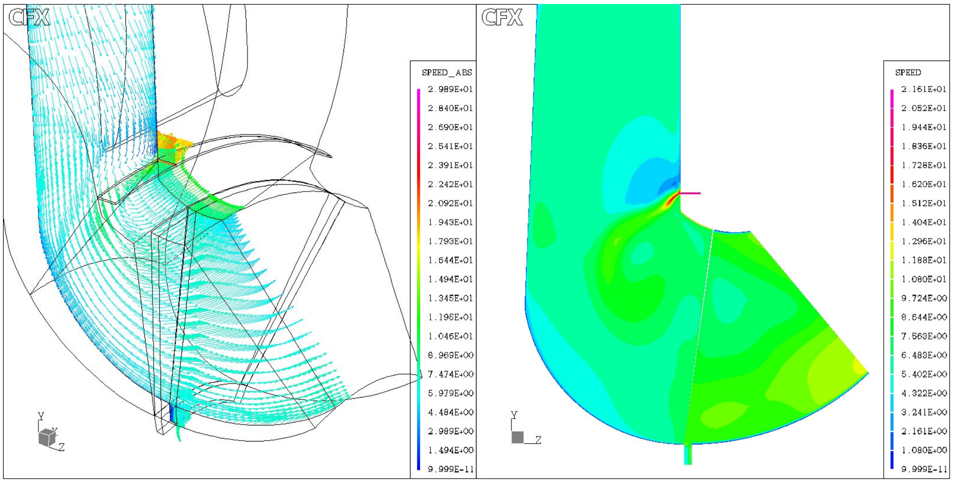
Rys. 8.46. Składowa obwodowa i merydionalna prędkości na powierzchni wlotowej do wirnika I stopnia



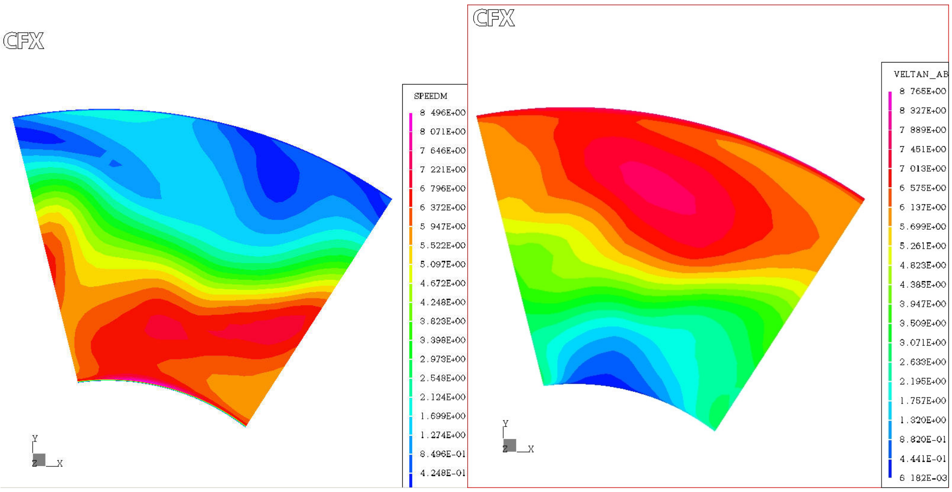
Rys. 8.47. Wektory prędkości w położeniu sondy S9 na wylocie z kierownicy dośrodkowej I stopnia dla modelu $k-\varepsilon$



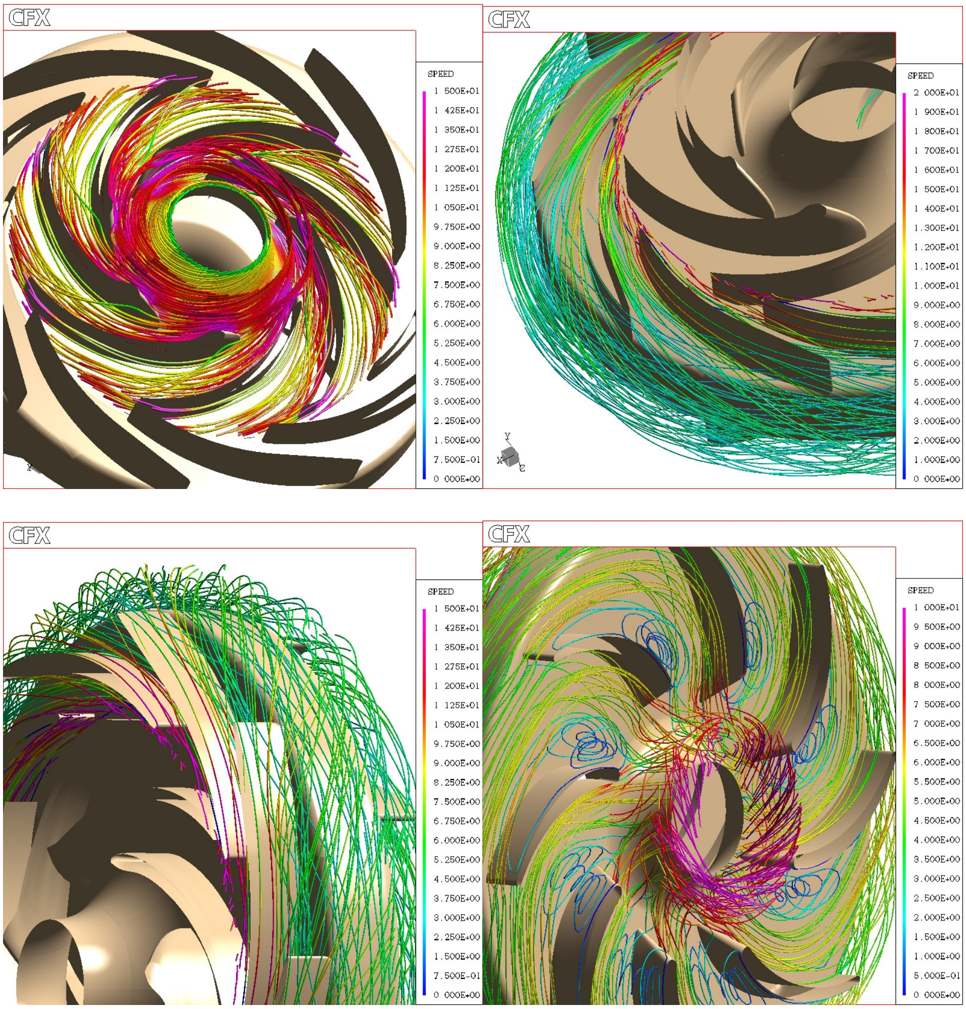
Rys. 8.48. Rozkład składowej merydionalnej prędkości na wylocie z kierownicy dośrodkowej



Rys. 8.49. Prędkość na wylocie z kierownicy dośrodkowej



Rys. 8.50. Składowa merydionalna i obwodowa prędkości na wylocie z kierownicy dośrodkowej



Rys. 8.51. Obraz linii prądu w przepływie przez I stopień pompy dla modelu k-ε

Do wizualizacji wyników obliczeń i pomiarów wykorzystano komercyjny program Tecplot [68]. Wykorzystano go wraz z interfejsem graficznym programu TascFlow ze względu na możliwość jednoczesnego pokazania na tym samym rysunku wyników obliczeń i wyników eksperymentu (od rys. 8.53 do 8.63). Wyniki obliczeń zostały aproksymowane z węzłów siatki na punkty, w których wykonywano pomiary sondami ciśnieniowymi z wykorzystaniem metody odwrotnych odległości. Wartość dowolnej zmiennej φ w punkcie docelowym obliczono wg następującego wzoru:

$$\varphi_{celu} = \frac{\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{(L_i)^E} (\varphi_i)_{źródla}}{\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{(L_i)^E}} \tag{8.56}$$

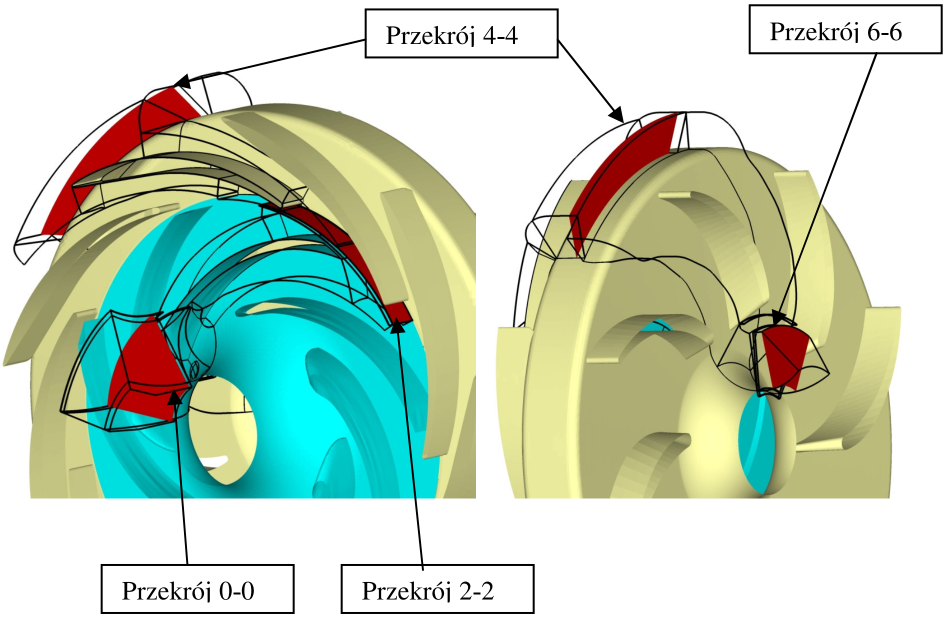
gdzie: L_i - odległość i-tego punktu siatki (źródła) od punktu położenia sondy ciśnieniowej (celu),

E - wykładnik potęgi (przyjęto $E = 3{,}5$),

N - liczba punktów położonych najbliżej punktu celu (przyjęto $N = 8$).

W przypadku wektora prędkości aproksymowano jego składowe w układzie kartezjańskim, a następnie obliczano wektor wypadkowy w punkcie celu.

Wyniki badań i obliczeń numerycznych przedstawiono, przyjmując układ wektorów prędkości składowych pokazany na rys. 8.33. Przekroje (powierzchnie) kontrolne uśredniania parametrów lokalnych pokazano na rys. 8.52.



Rys. 8.52. Przekroje kontrolne do uśredniania parametrów lokalnych

W celu ilościowego porównania otrzymanych wyników obliczeń badań wyznaczono uśrednione parametry stopnia pompy na powierzchniach pokazanych na rys. 8.52.

Do uśrednienia wartości prędkości $\overline{c_{2u}}$, $\overline{c_{2r}(z)}$, $\overline{c_{2a}(z)}$ w przekroju wylotowym wirnika korzystano z zależności (8.20), (8.21) i (8.22).

W pozostałych przekrojach uśredniono wg zasady ilości ruchu:

- składową obwodową zgodnie z zależnością:

$$\overline{c_{iu}}(r) = \frac{1}{2\pi\,\overline{c_{ia}}} \int_{Rw}^{Rz} (w_{iu} + u_i) c_{ia} dr \tag{8.57}$$

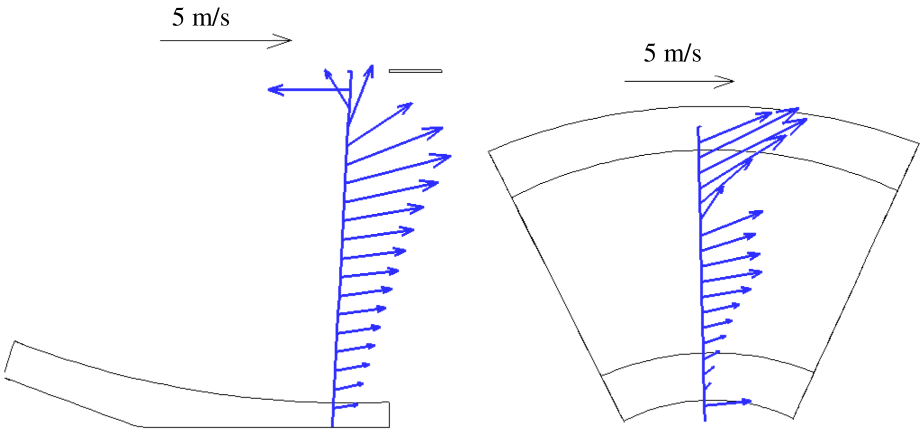
- składową obwodową zgodnie z wzorem:

$$\overline{c_{ir}}(r) = \frac{1}{2\pi\,\overline{c_{ia}}} \int_{Rw}^{Rz} c_{ir} c_{ia} dr \tag{8.58}$$

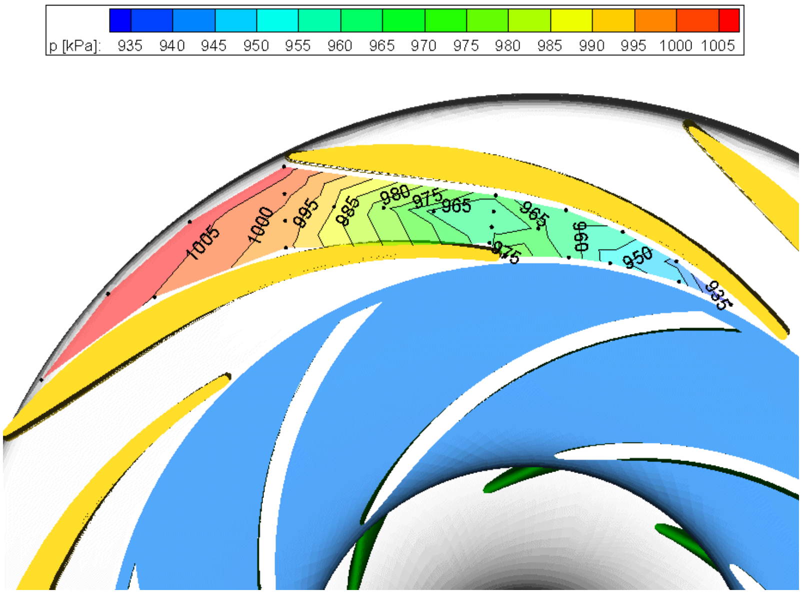
Zestawienie wyników obliczeń i pomiarów obejmuje:

- wektory prędkości zmierzone na wlocie do wirnika I stopnia w położeniu sondy SK5 dla wydajności nominalnej (rys. 8.53),
- rozkłady ciśnień w kierownicy odśrodkowej otrzymane z punktów odbioru ciśnienia na ściance od strony ssawnej (rys. 8.54),
- rozkłady ciśnień w kierownicy odśrodkowej otrzymane w wyniku obliczeń i pomiarów; kolorem niebieskim zaznaczono punkty odbioru ciśnienia wraz ze zmierzonymi wartościami (rys. 8.55),
- porównanie wektorów prędkości w kierownicy odśrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń; widok w kierunku osiowym (rys. 8.56),
- porównanie wektorów prędkości w kierownicy odśrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń; widok perspektywiczny (rys. 8.57),
- rozkłady ciśnień otrzymane z punktów obioru ciśnienia na ściankach kierownicy dośrodkowej; od strony ssawnej - lewy kanał, od strony tłocznej prawy kanał (rys. 8.58),
- rozkłady ciśnień otrzymane w wyniku obliczeń i pomiarów; kolorem niebieskim zaznaczono punkty odbioru ciśnienia wraz ze zmierzonymi wartościami (rys. 8.59),
- porównanie wektorów prędkości w kierownicy dośrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń; widok w kierunku osiowym (rys. 8.60),
- wektory prędkości zmierzone na wylocie z kierownicy dośrodkowej sondą S9 (rys. 8.61),
- porównanie wektorów prędkości w kierownicy dośrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń; widok perspektywiczny (rys. 8.62).

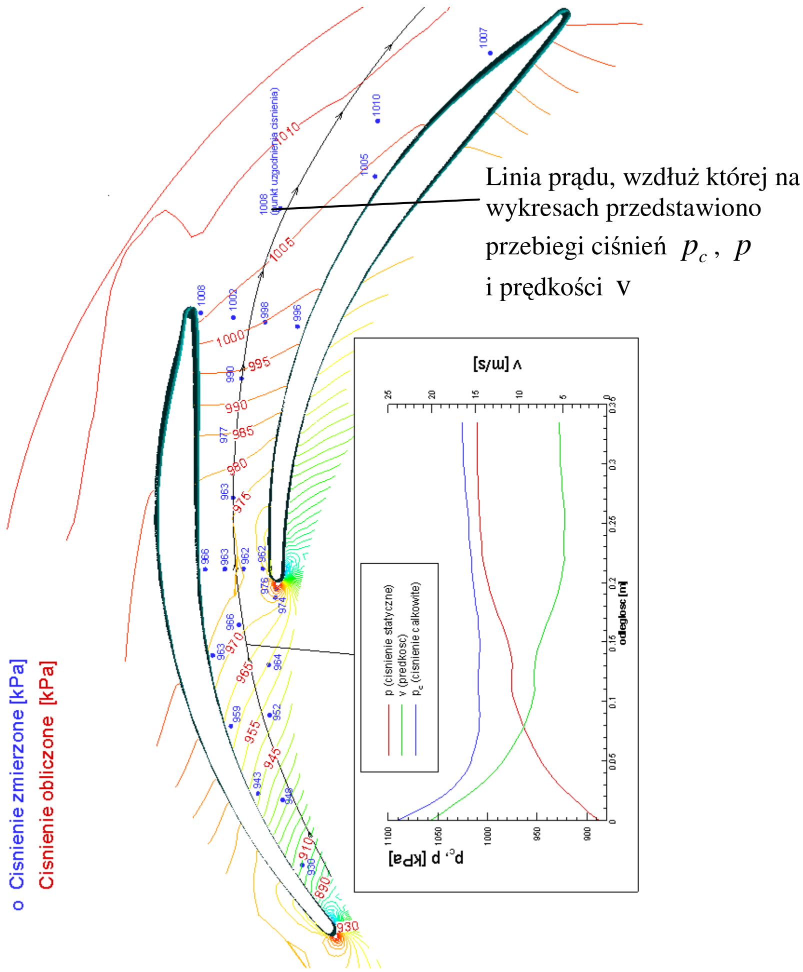
Graficzną ilustrację wyników obliczeń i pomiarów przedstawiono na rysunkach od rys. 8.53 do 8.62.



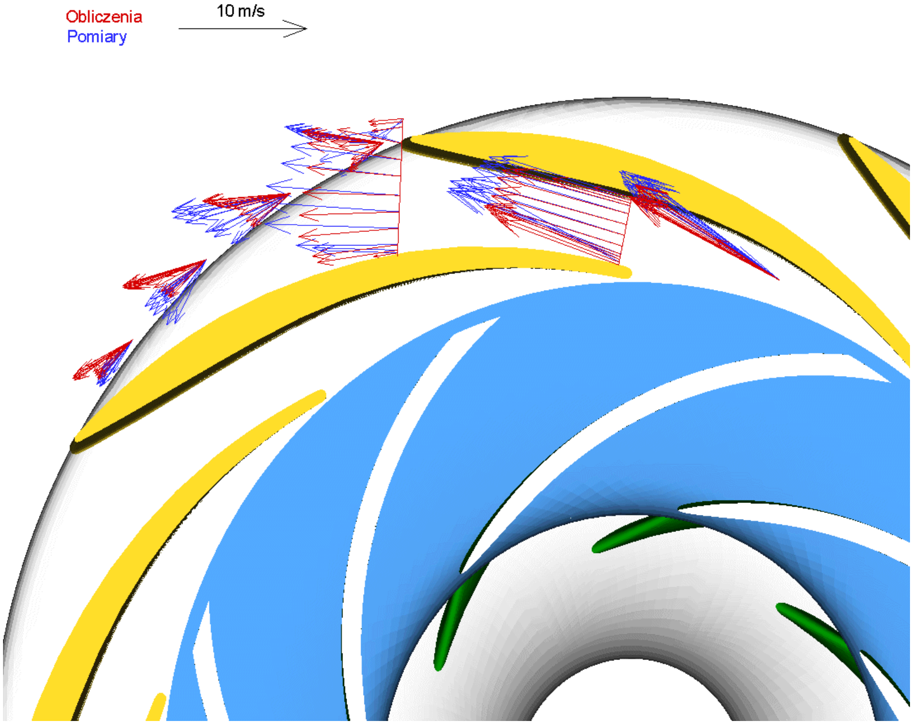
Rys. 8.53. Wektory prędkości na wlocie do wirnika I stopnia w położeniu sondy SK5 dla wydajności nominalnej



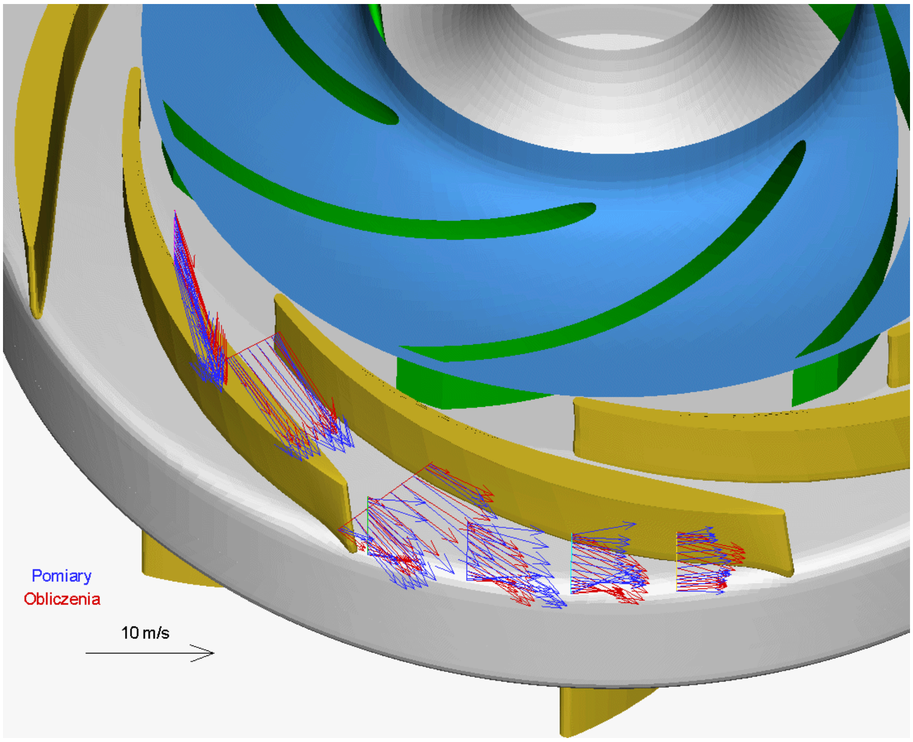
Rys. 8.54. Rozkłady ciśnień w kierownicy odśrodkowej otrzymane z punktów odbioru ciśnienia na ściance od strony ssawnej



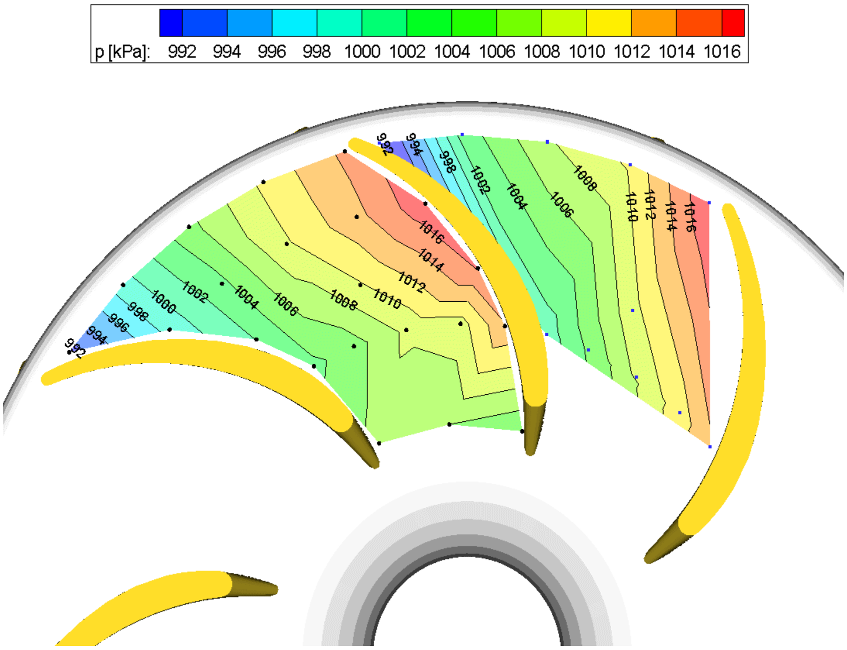
Rys. 8.55. Rozkłady ciśnień w kierownicy odśrodkowej otrzymane w wyniku obliczeń i pomiarów
Kolorem niebieskim zaznaczono punkty odbioru ciśnienia wraz ze zmierzonymi wartościami



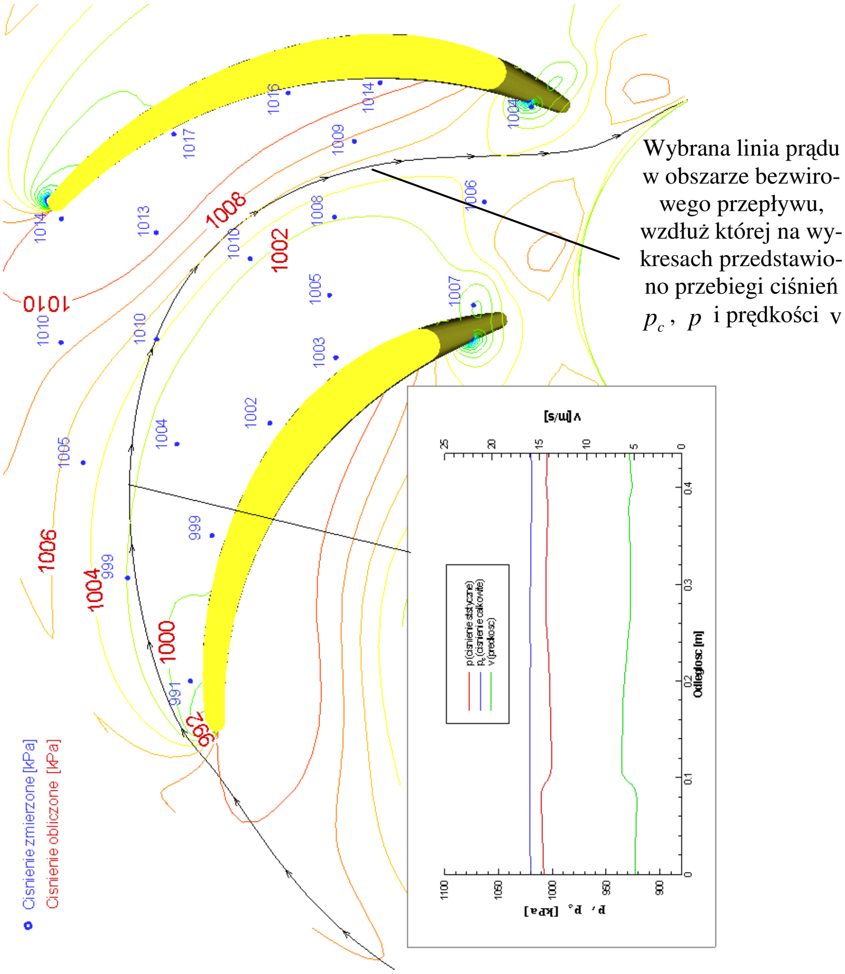
Rys. 8.56. Porównanie wektorów prędkości w kierownicy odśrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń. Widok w kierunku osiowym



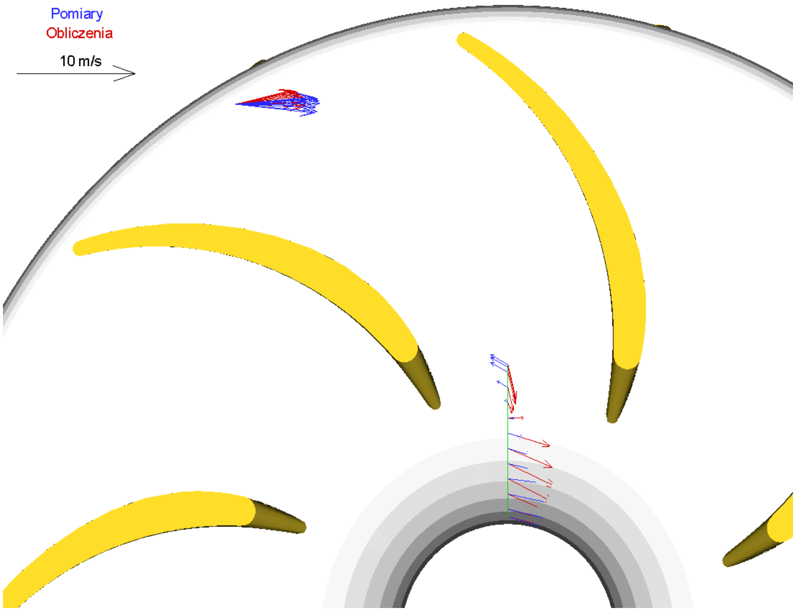
Rys. 8.57. Porównanie wektorów prędkości w kierownicy odśrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń. Widok perspektywiczny



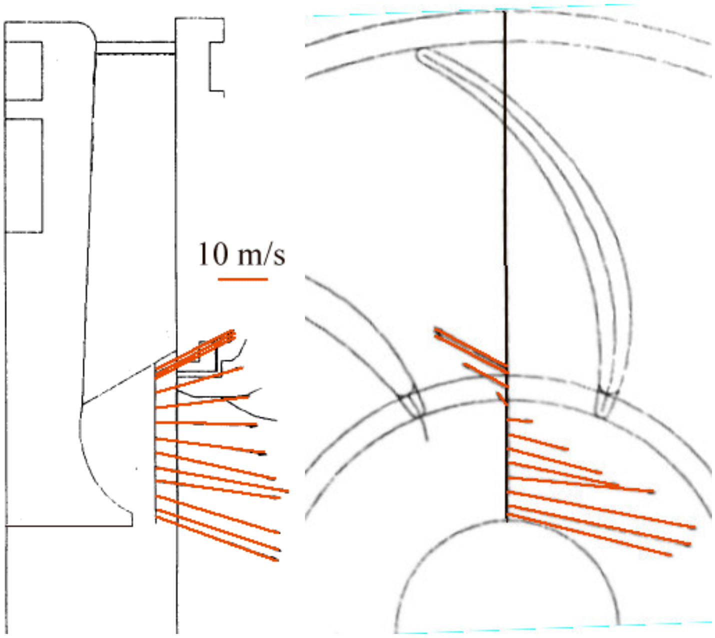
Rys. 8.58. Rozkłady ciśnień otrzymane z punktów odbioru ciśnienia na ściankach kierownicy dośrodkowej
Od strony ssawnej - lewy kanał, od strony tłocznej - prawy kanał



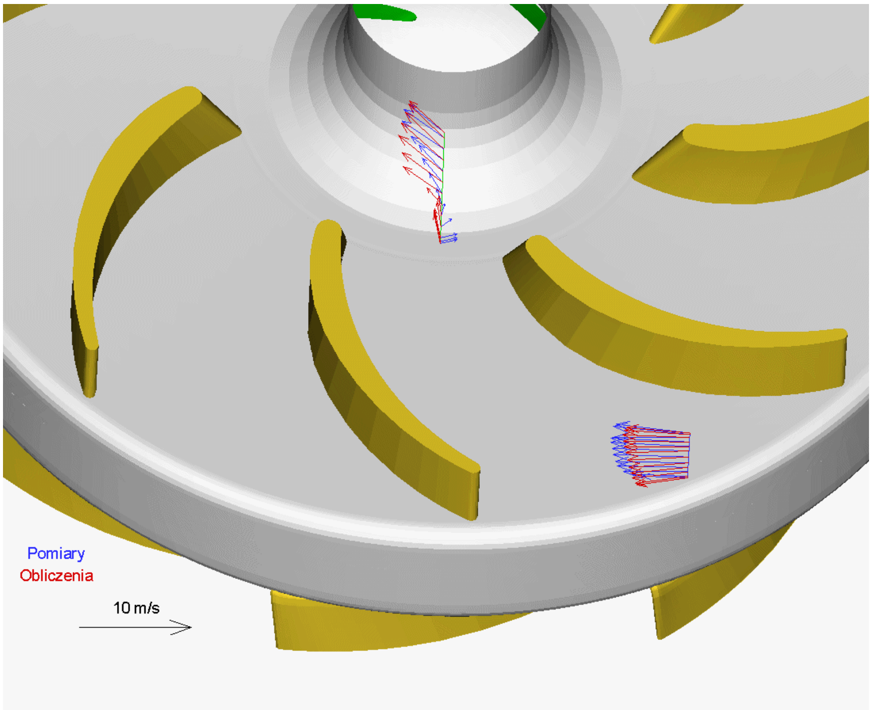
Rys. 8.59. Rozkłady ciśnień otrzymane w wyniku obliczeń i pomiarów Kolorem niebieskim zaznaczono punkty odbioru ciśnienia wraz ze zmierzonymi wartościami



Rys. 8.60. Porównanie wektorów prędkości w kierownicy dośrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń. Widok w kierunku osiowym



Rys. 8.61. Wektory prędkości zmierzone na wylocie z kierownicy dośrodkowej sondą S9



Rys. 8.62. Porównanie wektorów prędkości w kierownicy dośrodkowej otrzymanych z badań i obliczeń. Widok perspektywiczny

8.4. Analiza porównawcza wyników obliczeń numerycznych i pomiarów stopnia pompy odśrodkowej wielostopniowej

Wyniki pomiarów i obliczeń zestawiono na tle rysunków kanałów przepływowych. Wyniki te pozwalają na jakościową analizę. Natomiast dla analizy ilościowej wyniki przedstawiono dwuwymiarowo.

Parametry przepływowe dla wirnika zostały określone jedynie na drodze obliczeń numerycznych i posłużyły do określenia warunków brzegowych dla obliczeń kierownic.

Porównując otrzymane rozkłady pól ciśnienia statycznego (rys. 8.54 i 8.55), można stwierdzić bardzo dobrą zgodność wyników obliczeń i pomiarów. W części dyfuzorowej kierownicy odśrodkowej występują małe różnice pomiędzy ciśnieniami otrzymanymi z pomiarów i obliczeń. Większe odchyłki występują w obszarze oddziaływania wirnika. Związane jest to z niestacjonarnością przepływu, natomiast model obliczeniowy zakładał przepływ stacjonarny (przepływ mający charakter okresowo-osiowej symetrii).

Porównując rozkłady prędkości pokazane na rysunkach 8.56 i 8.57, widać dobrą zgodność profilu prędkości w miejscu sondowania sondą „S1” z wynikami obliczeń numerycznych (rys. 8.25). Świadczy to o poprawnie wyznaczonych warunkach brzegowych przyjętych w obliczeniach obu kierownic.

W pozostałych miejscach sondowania otrzymano większe rozbieżności. Porównując rozkłady pokazane na rys. 8.56 i 8.57 można wywnioskować, iż w rzeczywistym przepływie występuje bardziej rozwinięta warstwa przyścienna. Obrazuje to profil prędkości w miejscu sondowania sondą „S3". Także profile prędkości otrzymane w miejscach sondowania sondami „S4÷S7" wskazują na mniej wyrównany profil prędkości wzdłuż podziałki.

Porównując otrzymane rozkłady pól ciśnienia statycznego (rys. 8.58 i 8.59), można stwierdzić dobrą zgodność wyników obliczeń i pomiarów.

Porównując rozkłady prędkości pokazane na rys. 8.61 i 8.62 widać dobrą zgodność profilu prędkości w miejscu sondowania sondą „S8" (rys. 8.28). W wyniku obliczeń otrzymano mniejszy kąt napływu cieczy w kierunku do kanału kierownicy dośrodkowej. Przyczyną tego może być przyjęty model obliczeń, zakładający jednakowy przepływ w każdym z kanałów. Znaczna rozbieżność profili prędkości w miejscu sondowania sondą „S9" (rys. 8.28) wynika z wstecznego oddziaływania łopatek wirnika II stopnia oraz znacznego zasilania dodatkowym prostopadłym w stosunku do głównego przepływu strumieniem masy pochodzącym z przecieków przez uszczelnienie przednie wirnika II stopnia. Obydwie te przyczyny nie zostały uwzględnione w obliczeniach.

8.5. Badania numeryczne wybranych elementów układu hydraulicznego monoblokowej pompy jednostopniowej

Numeryczne obliczenia przepływów trójwymiarowych wykonano dla wirnika i łopatkowej kierownicy promieniowo-osiowej. Są to elementy układu hydraulicznego dla tego typu pomp, decydujące o przebiegu charakterystyki przepływu i poboru mocy pompy.

Badania numeryczne przepływu przeprowadzono z wykorzystaniem tak zwanego „własnego kodu numerycznego". Kod bazuje na dyskretyzacji pierwszego rzędu członu ciśnieniowego równania Naviera-Stokesa (8.1), (8.2), (8.3), (8.4) oraz algebraicznym modelu turbulencji Baldwina-Lomaxa [5], na podstawie którego wyznaczono lepkość efektywną μ_{eff}.

Ponieważ model ten wprowadzono do istniejącego programu w postaci podprogramu (procedury napisanej w języku Fortran 77), obliczającego lepkość efektywną, zostanie on szczegółowo omówiony w podrozdziale 8.5.2.

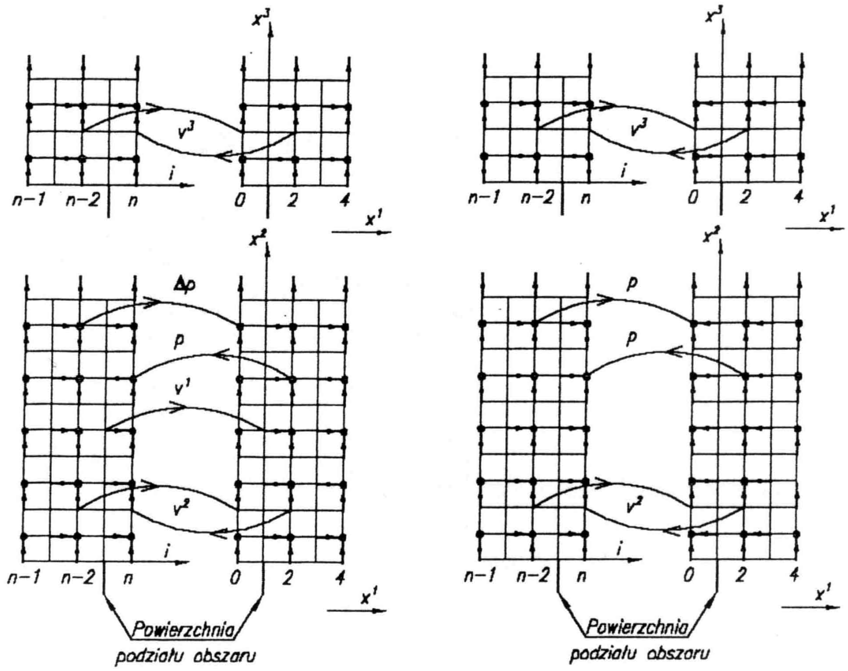
Krzywoliniowy układ współrzędnych (x^1, x^2, x^3) opisany poprzez tensory metryczne g^{nk}, symbole Christofela Γ_{ij}^{n} i jakobian przekształcenia $\Im$ jest przedstawiony w [31].

Zastosowany algorytm rozwiązania wykorzystuje metodę objętości skończonej na przesuniętej siatce (ciśnienia i składowe prędkości przyporządkowano w różnych węzłach siatki). Dyskretyzacja równań jest drugiego rzędu, z wyjątkiem części konwekcyjnej, która jest pierwszego rzędu z aproksymacją „pod prąd". Zastosowano metodę korekcji ciśnienia do rozwiązywania równań algebraicznych, będących rezultatem dyskretyzacji równań różniczkowych na siatce obliczeniowej.

Program ma także możliwość obliczeń równoległych, wykorzystujących metodę dekompozycji obszaru [46].

Metoda ta polega na podziale obliczanego kanału bądź całego stopnia maszyny wirnikowej na mniejsze obszary, na których buduje się strukturalną siatkę obliczeniową, tak aby sąsiadujące ze sobą obszary zachodziły na siebie o jeden krok siatki. W czasie procesu iteracyjnego sąsiadujące obszary wymieniają ze sobą dane na brzegach zachodzących na siebie obszarów. Jakie wielkości i w którą stronę są wymieniane, pokazano na rys. 8.63.

Zaletą obliczeń równoległych jest krótszy czas obliczeń o około 30-40% oraz mniejsze zapotrzebowanie na pamięć dla danego obszaru obliczeniowego.



Rys. 8.63. Schemat wymiany danych w nachodzących na siebie sąsiadujących obszarach obliczeniowych

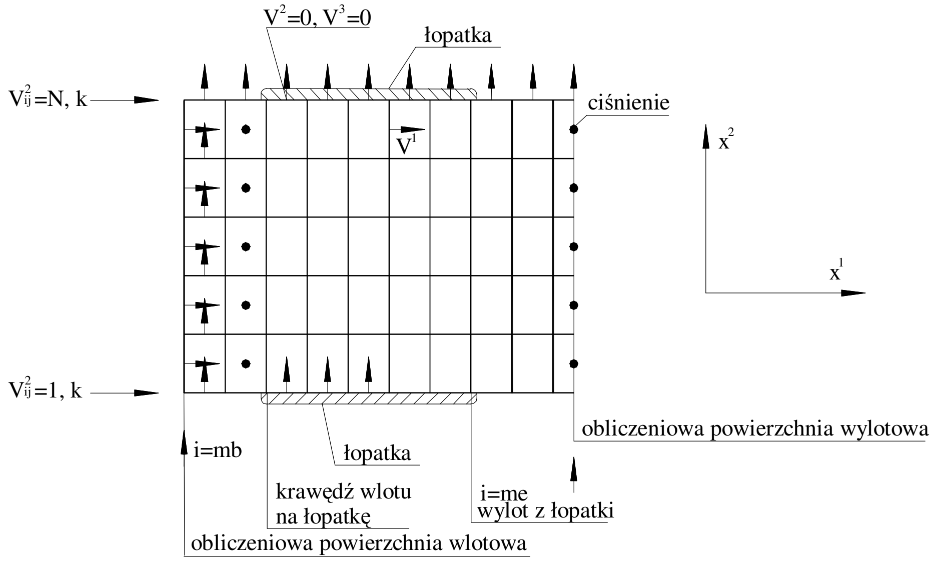
v^1, v^2, v^3 *- kontrwariantne składowe prędkości, p - ciśnienie (identycznie wyrażana jest lepkość), Δp - gradient ciśnienia; a) przypadek, gdy przepływ w obu obszarach jest w tym samym kierunku, b) przypadek, gdy przepływ w obu obszarach jest w przeciwnym kierunku*

W analizowanym przypadku podzielono kanały hydrauliczne na dwie części: związaną z wirnikiem i przypisaną kierownicy o przepływie promieniowo-osiowym.

8.5.1. Warunki brzegowe

Układ równań (8.1) i (8.2) jest z matematycznego punktu widzenia w pełni eliptycznym układem równań cząstkowych, w związku z tym wymaga postawienia warunków brzegowych dotyczących:

- profilu prędkości na wlocie do obszaru obliczeniowego; w każdym węźle siatki obliczeniowej na powierzchni wlotowej podane są odpowiednie składowe prędkości,
- rozkładu i wartości ciśnienia statycznego na wylocie z kanału obliczeniowego (rys. 8.64),
- zerowego gradientu ciśnienia statycznego na wylocie z kanału obliczeniowego,
- zerowania się prędkości na ściankach kanału obliczeniowego,
- założenia periodyczności w kierunku x^2 (siatkę tak konstruowano, aby współrzędna x^2 odpowiadała kierunkowi obwodowemu).



Rys. 8.64. Przyporządkowanie wartości brzegowych do ścianki

W rozpatrywanych kanałach wirnika oraz kierownicy promieniowo-osiowej przyjęto takie same warunki brzegowe jak do obliczeń stopnia pompy wielostopniowej (w rozdziale 8.2) z wyjątkiem modelu turbulencji.

8.5.2. Model turbulencji

W obliczeniach numerycznych przepływów przez kanały hydrauliczne pomp wykorzystano program z algebraicznym modelem turbulencji Baldwina-Lomaxa [5]. W zastosowanym do obliczeń numerycznych programie z modelem turbulencji Baldwina-Lomaxa lepkość efektywną do wyznaczania naprężeń przedstawiono jako sumę następujących składników:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_{\mathrm{T}} \tag{8.59}$$

gdzie: μ - lepkość molekularna,

μ_{T} - lepkość turbulentna.

W obliczeniach μ_{T} wyróżnia się dwie strefy charakteryzowane odległością y prostopadłą do ścianki (rys. 8.66)

Strefa wewnętrzna

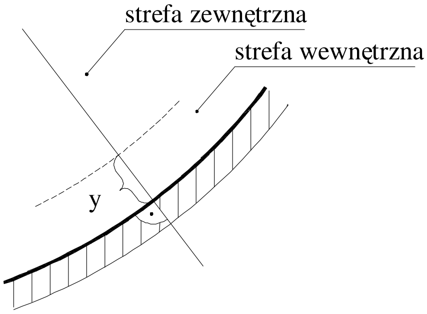
W strefie wewnętrznej zastosowano równanie Prandtla-van Driesta:

$$\mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{in})} = \rho \cdot l^2 \left| def \right| \tag{8.60}$$

gdzie: $|\mathrm{def}|$ - funkcja dyssypacji [31], zamiast tensora wirowości $|\Omega| = \sqrt{2\Omega_{\mathrm{ij}}\ \Omega_{\mathrm{ij}}}$ proponowanego w [56], określona z zależności (8.61):

$$\left| def \right| = \left(\frac{D^{\mathrm{ij}} D_{\mathrm{ij}}}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{8.61}$$

l - długość drogi mieszania.



Rys. 8.65. Odległość od ścianki

Dla skali liniowej przyjęto najprostszą formułę:

$$l = \kappa \cdot y \qquad \kappa = 0{,}41 \tag{8.62}$$

Strefa zewnętrzna

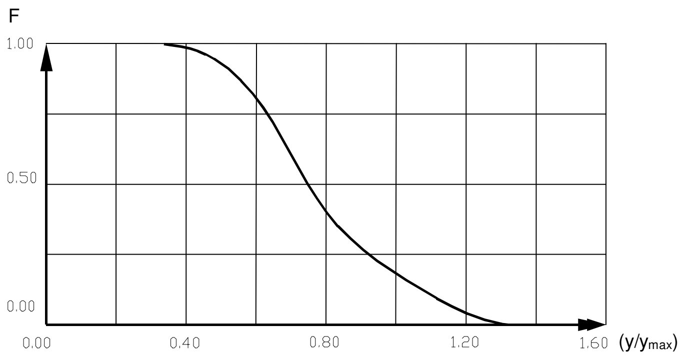
$$\mu_T^{(out)} = \min \begin{cases} 0{,}0168 \cdot \beta \cdot F \cdot y_{max} \cdot \Gamma_{max} \cdot \rho \\ 0{,}25 \cdot y_{max} \cdot u_{DIF}^2 / \Gamma_{max} \end{cases} \tag{8.63}$$

gdzie: F - funkcja intermitencji (wpływu) Klebanowa określona jest wzorem (8.64).

Przebieg tej funkcji przedstawiono na rys. 8.66.

$$F = \left[1 + 5.5 \left(\frac{\alpha \cdot y}{y_{max}} \right)^6 \right]^{-1} \tag{8.64}$$

W równaniach (8.63) i (8.64) stałe α i β wynoszą $\alpha = 0{,}3$ i $\beta = 1{,}6$.



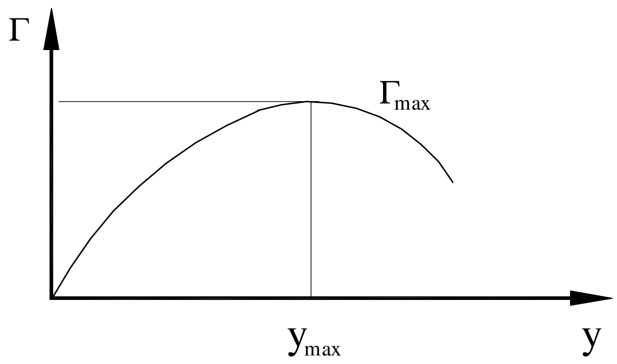
Rys. 8.66. Funkcja intermitencji

Γ - funkcja deformacji określona wzorem (8.65):

$$\Gamma = y \cdot |def| \tag{8.65}$$

gdzie: $|def|$ - funkcja dysypacji określona wzorem (8.61),

y - odległość od ścianki.



Rys. 8.67. Funkcja Γ

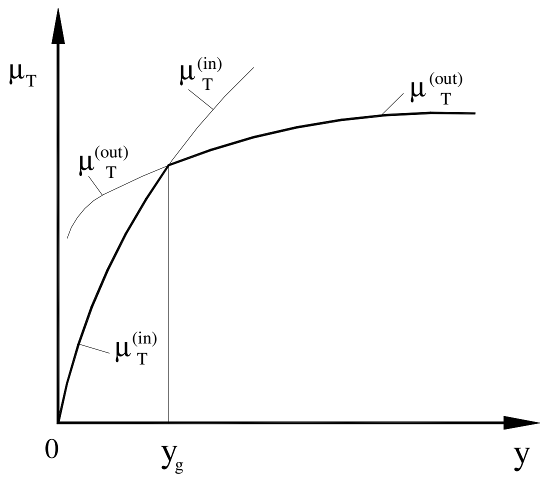
W przebiegu tej funkcji ważne jest $\Gamma_{\max}(y_{\max})$.

Do wzoru (8.63) wstawiono $\Gamma_{\max}$ i $y_{\max}$ obliczone z równań (8.65).

Prędkość u_{DIF} w równaniu (8.63) określona jest zależnością:

$$\begin{aligned} u_{\mathrm{DIF}} = \left(\sqrt{u^2 + \mathrm{v}^2 + w^2}\right)_{\max} - \left(\sqrt{u^2 + \mathrm{v}^2 + w^2}\right)_{\min} = \\ \left(\sqrt{u^2 + \mathrm{v}^2 + w^2}\right)_{\max} = V_{\max} \end{aligned} \tag{8.66}$$

i stanowi ona różnicę pomiędzy maksymalną a minimalną wartością prędkości w danym przekroju. Ponieważ minimalna prędkość jest równa zeru na (ściance), więc przyjęto maksymalną wartość prędkości w danym przekroju.



Rys. 8.68. Strefa wewnętrzna i zewnętrzna dla lepkości turbulentnej

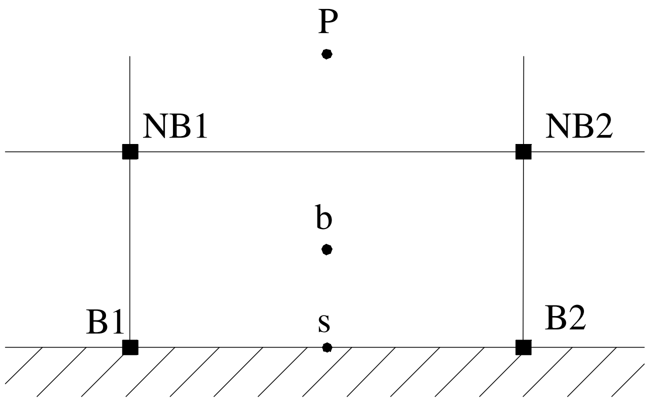
Granicę stosowalności $\mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{in})}$ i $\mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{out})}$ ustalono wg rys. 8.68, natomiast y_g wyznaczono z warunku $\mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{in})} = \mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{out})}$.

Dla $y \le y_{\mathrm{g}}$ ma być $\mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{in})} \le \mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{out})}$; przyjęto $\mu_{\mathrm{T}} = \mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{in})}$.

Dla $y > y_{\mathrm{g}}$ jest $\mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{in})} > \mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{out})}$; przyjęto $\mu_{\mathrm{T}} = \mu_{\mathrm{T}}^{(\mathrm{out})}$.

8.5.3. Algorytm wyznaczenia lepkości efektywnej schematem algebraicznym na podstawie modelu Baldwina-Lomaxa

W [46] zastosowano algorytm, w którym we wszystkich węzłach głównych „p" wyznaczono funkcję dyssypacji, stosując rachunek różnicowy dla węzłów pomocniczych i interpolując wyniki na węzły główne. Interpolację na węzły wewnętrzne przeprowadzono przez wyznaczanie średnich arytmetycznych, z wyjątkiem węzłów przybrzegowych „b", dla których stosowano średnie ważone.



Rys. 8.69. Funkcja dyssypacji w węzłach ścianki

Tensor odkształcenia elementu płynu w punkcie b wyznaczono z wzoru:

$$d_{\mathrm{b}}^{\mathrm{ij}} = \frac{1}{2} w_{\mathrm{B}} \left(d_{\mathrm{B1}}^{\mathrm{ij}} + d_{\mathrm{B2}}^{\mathrm{ij}} \right) + \frac{1}{2} w_{\mathrm{NB}} \left(d_{\mathrm{NB1}}^{\mathrm{ij}} + d_{\mathrm{NB2}}^{\mathrm{ij}} \right) \tag{8.67}$$

w którym w_{B} i w_{NB} są funkcjami wagowymi opisanymi zależnościami:

$$\begin{aligned} w_{\mathrm{B}} &= \frac{\mu_{\mathrm{s}}}{\mu_{\mathrm{s}} + \mu_{\mathrm{b}}} \\ w_{\mathrm{NB}} &= \frac{\mu_{\mathrm{b}}}{\mu_{\mathrm{s}} + \mu_{\mathrm{b}}} \end{aligned} \tag{8.68}$$

gdzie: μ_{b} - lepkość efektywna w punkcie b,

μ_{s} - lepkość umowna dla części komórki przyległej do ściany obliczona wg algorytmu wykorzystywanego do obliczeń μ_{s}:

$$\mu_{\mathrm{s}} = \mu_0 \left(1 + \theta_{\mathrm{b}} \cdot \left(H\theta_{\mathrm{b}}\right)\right) \tag{8.69}$$

gdzie: $H\left(\theta_{\mathrm{b}}\right)$ - funkcja opisująca rozkład logarytmiczny prędkości w pobliżu ścianki, tzw. „prawo ścianki",

μ_0 - lepkość molekularna.

Kolejno obliczono:

$$\theta_{\mathrm{b}} = \sqrt{\frac{\mu_{\mathrm{b}}\left(\mu_{\mathrm{b}} - \mu_0\right)}{\mu_0 \cdot \kappa \cdot s_{\mathrm{b}}}} \tag{8.70}$$

$$s_{\mathrm{b}} = \sqrt{1 - \exp\left(-\frac{0.86}{26} t_{\mathrm{b}}\right)} \tag{8.71}$$

$$t_{\mathrm{b}} = \frac{\sqrt{\mu_{\mathrm{b}}\left(\mu_{\mathrm{b}} - \mu_0\right)}}{\mu_0 \cdot k} \tag{8.72}$$

Kolejność rachunków dla każdego węzła *b* przyległego do ściany jest następująca:

t_{b}	wzór (8.72)
s_{b}	wzór (8.71)
θ_{b}	wzór (8.70)
μ_{s}	wzór (8.69)
w_{B} i w_{NB}	wzór (8.68)
$d_{\mathrm{b}}^{\mathrm{ij}}$	wzór (8.67)

Funkcje dyssypacji obliczono według wzoru:

$$D_{\mathrm{p}}^2 = \frac{1}{2} g_{\mathrm{in}}\, g_{\mathrm{jn}}\, d^{\mathrm{ij}}\, d^{\mathrm{mn}} \quad \text{(sumowanie po i, j, m, n).} \tag{8.73}$$

Dla wszystkich węzłów wewnętrznych *P* obliczono:
dla $s_{\mathrm{p}} = 1$ (wartość początkowa) μ_{p} i θ_{p}:

$$\mu_{\mathrm{p}} = \rho \cdot \kappa^2 \cdot y_{\mathrm{p}}^2 \cdot D_{\mathrm{p}} \cdot s_{\mathrm{p}}^2 = \rho \cdot \kappa^2 \cdot y_{\mathrm{p}}^2 \cdot d_{\mathrm{p}} \tag{8.74}$$

$$\theta_{\mathrm{p}} = \frac{\sqrt{\mu_{\mathrm{p}}^{(\mathrm{in})} \cdot \mu_{\mathrm{p}}}}{\mu_0 \cdot \kappa \cdot s_{\mathrm{p}}} = \frac{\sqrt{\mu_{\mathrm{p}}^{(\mathrm{in})} \cdot \mu_{\mathrm{p}}}}{\mu_0 \cdot \kappa} \tag{8.75}$$

a następnie wyznaczono s_{p} z wzoru:

$$s_{\mathrm{p}} = 1 - \exp\left(-\frac{\theta_{\mathrm{p}}}{A} \right); \text{ gdzie: A = 26 (stała van Driesta)} \tag{8.76}$$

$$\Gamma_p = y_p \; s_p \; D_p \tag{8.77}$$

$$\mu_p^{(in)} = \rho \, \kappa^2 y_p \; s_p \; \Gamma_p \tag{8.78}$$

a następnie znajdowano punkt P, dla którego:

$$\begin{aligned} \Gamma_P &= \max_{Pi}\left(\Gamma_{Pi}\right) \\ y_{\max} &= y_{\mathrm{p}} \end{aligned} \tag{8.79}$$

Dla wszystkich węzłów głównych wyznaczono lepkość turbulentną jak dla podwarstwy wewnętrznej:

$$\mu_p^{(out)} = \min \begin{cases} \kappa^2 \cdot \beta \cdot \rho \cdot \Gamma_{\max} \cdot y_{\max} \cdot F\left(y_p\right) \\ 0{,}25 \, y_{\max} \cdot u_{dif} \big/ \Gamma_{\max} \end{cases} \tag{8.80}$$

gdzie: F - funkcja intermitencji wg wzoru (8.64),
u_{dif} - $V_{\max}$ wg wzoru (8.65).

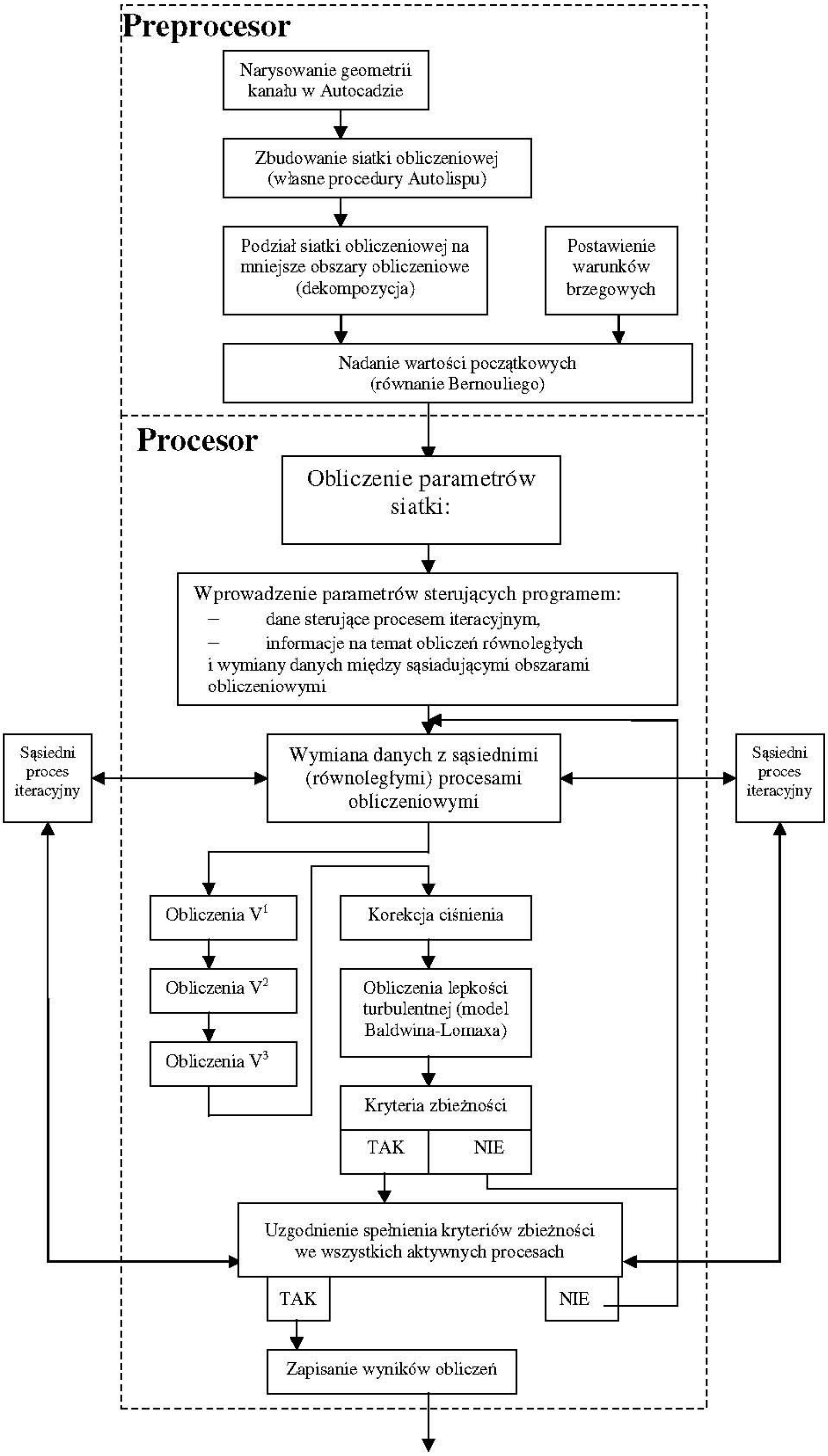
Dla wszystkich węzłów wewnętrznych wyznaczono lepkość efektywną, stosując podrelaksację ze współczynnikiem $\chi = (0.2 \div 0.5)$:

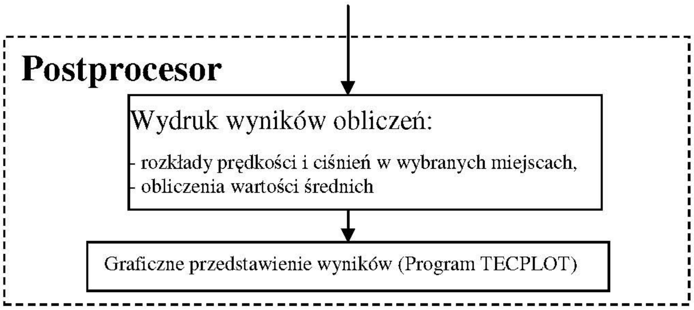
$$\mu_{eff} = \mu_0 + (1-\chi)(\mu_{\mathrm{p}} - \mu_0) + \begin{cases} \mu_{\mathrm{p}}^{(\mathrm{out})} & \text{jeżeli} \quad y_{\mathrm{p}} > y_{\max} \\ \min\left(\mu_{\mathrm{p}}^{(\mathrm{out})}, \mu_{\mathrm{p}}^{(\mathrm{in})}\right) & \text{jeżeli} \quad y_{\mathrm{p}} \le y_{\max} \end{cases} \tag{8.81}$$

8.5.4. Algorytm obliczeń

Do obliczeń trójwymiarowych wykorzystano pakiet programów NSE (Navier-Stokes Eliptyczny) napisanych w języku programowania Fortran 77. Kod procedury obliczającej lepkość efektywną został opracowany i zastosowany między innymi w pracy [11]. Jako preprocesor wykorzystano procedury napisane w [45] w języku AutoLisp i działające w środowisku graficznym AutoCada.

Schemat blokowy obliczeń przedstawiono, za pracą [11], poniżej.


Preprocesor
Narysowanie geometrii kanału w Autocadzie
Zbudowanie siatki obliczeniowej (własne procedury Autolispu)
Podział siatki obliczeniowej na mniejsze obszary obliczeniowe (dekompozycja)
Postawienie warunków brzegowych
Nadanie wartości początkowych (równanie Bernouliego)
Procesor
Obliczenie parametrów siatki:
Wprowadzenie parametrów sterujących programem:
– dane sterujące procesem iteracyjnym,
– informacje na temat obliczeń równoległych i wymiany danych między sąsiadującymi obszarami obliczeniowymi
Sąsiedni proces iteracyjny
Wymiana danych z sąsiednimi (równoległymi) procesami obliczeniowymi
Sąsiedni proces iteracyjny
Obliczenia V1
Obliczenia V2
Obliczenia V3
Korekcja ciśnienia
Obliczenia lepkości turbulentnej (model Baldwina-Lomaxa)
Kryteria zbieżności
TAK
NIE
Uzgodnienie spełnienia kryteriów zbieżności we wszystkich aktywnych procesach
TAK
NIE
Zapisanie wyników obliczeń



Rys. 8.70. Schemat blokowy metody obliczeń numerycznych

Procedury te pozwalają, na podstawie narysowanej w AutoCadzie geometrii, stworzyć w sposób interaktywny siatkę obliczeniową. Jako postprocesor wykorzystano komercyjny program Tecplot firmy Amtec, pozwalający graficznie przedstawić rozkłady pól prędkości i ciśnień.

8.6. Wyniki obliczeń numerycznych przepływu trójwymiarowego w elementach układu hydraulicznego pompy monoblokowej jednostopniowej

8.6.1. Przepływ w wirniku pompy

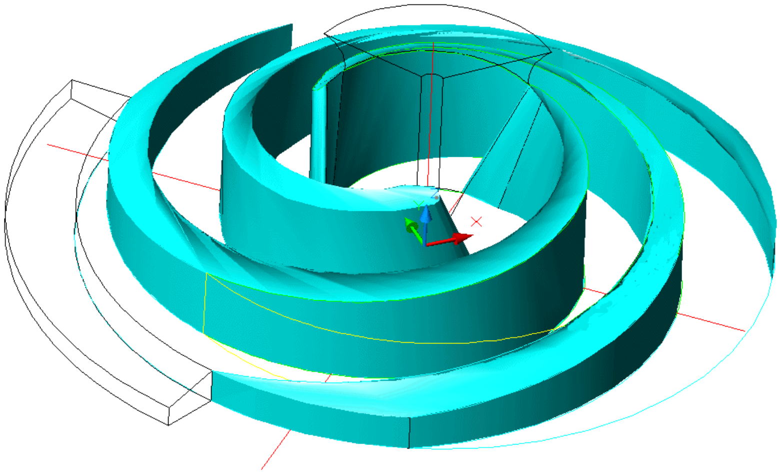
Badania numeryczne przepływu w wirniku przeprowadzono metodą opisaną w rozdziale 8.2. Geometria wirnika została przedstawiona na rys. 8.71. Na rysunku tym pokazano również założone przedłużenia obliczeniowe obszaru wlotowego i wylotowego dla jednego z kanałów wirnika, w którym stawiane są warunki brzegowe do obliczeń.

Obliczenia wykonano dla szerokiego zakresu zmian wydajności.

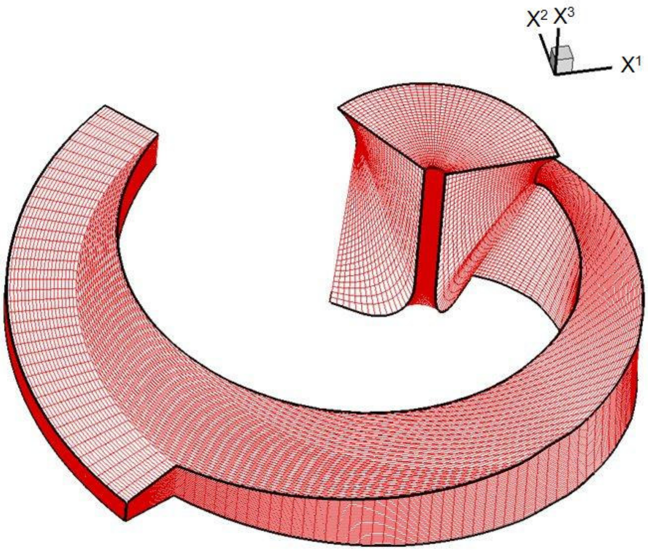
Przyjęta siatka obliczeniowa dla wirnika, łącznie z przedłużonymi obszarami na wlocie i wylocie, została przedstawiona na rys. 8.72. Wylotowy, jak i wlotowy, obszar obliczeniowy ukształtowano, prowadząc linie siatki x^1 w kierunku promieniowym, x^2 w kierunku obwodowym, x^3 w kierunku osiowym. Rozmiary siatek obliczanego wirnika: 140x41x31.

Rozkłady wektorów prędkości względnych w wirniku pompy dla wydajności nominalnej, przedstawiono na rysunkach:

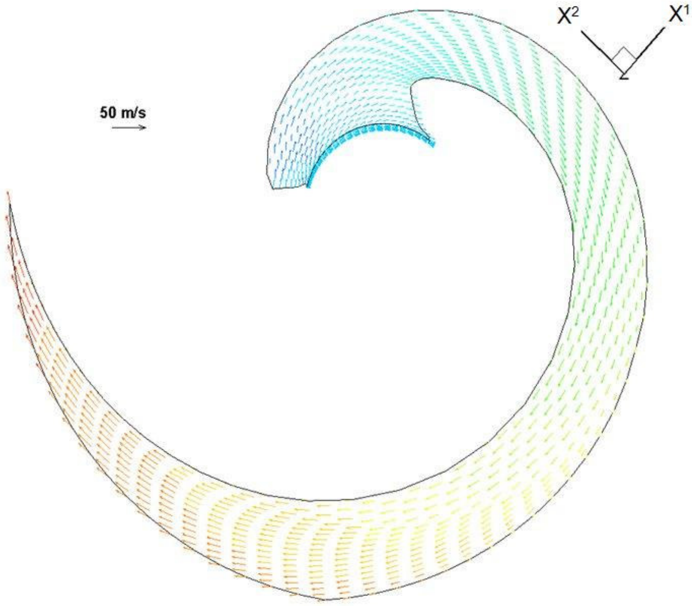
- w pobliżu tarczy przedniej - rys. 8.73,
- w przekroju na środkowej powierzchni prądu - rys. 8.74,
- w pobliżu tarczy tylnej - rys. 8.75.



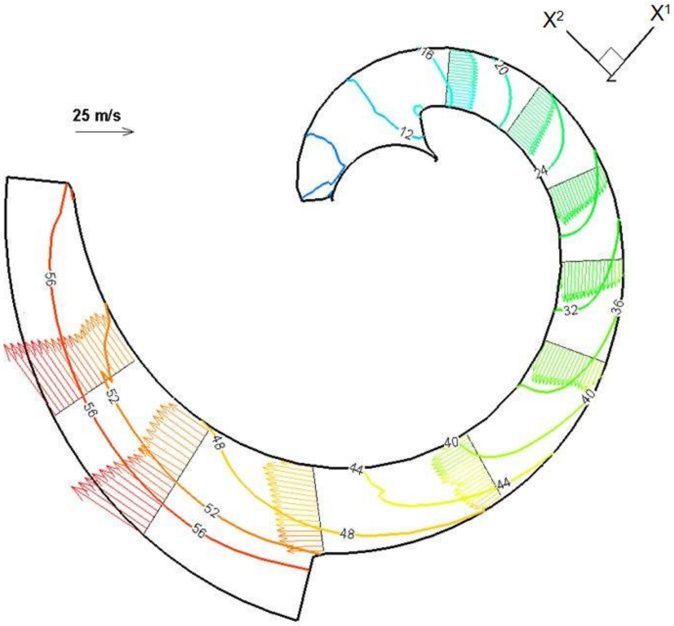
Rys. 8.71. Geometria wirnika



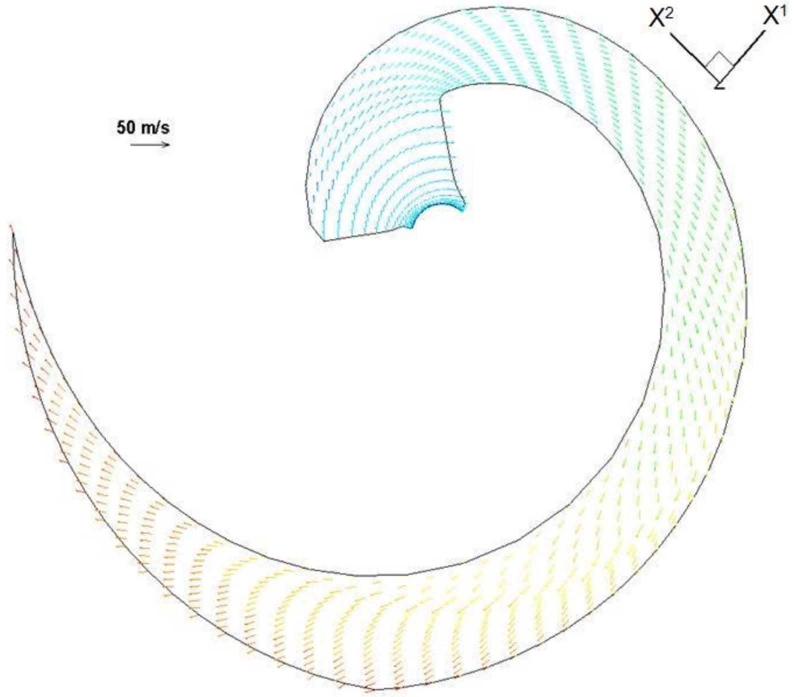
Rys. 8.72. Siatka do obliczeń numerycznych przepływu przez wirnik



Rys. 8.73. Wektory prędkości względnych w pobliżu tarczy przedniej wirnika



Rys. 8.74. Wektory prędkości względnych i rozkład ciśnienia statycznego na środkowej powierzchni prądu



Rys. 8.75. Wektory prędkości względnych w przekroju w pobliży tarczy tylnej wirnika

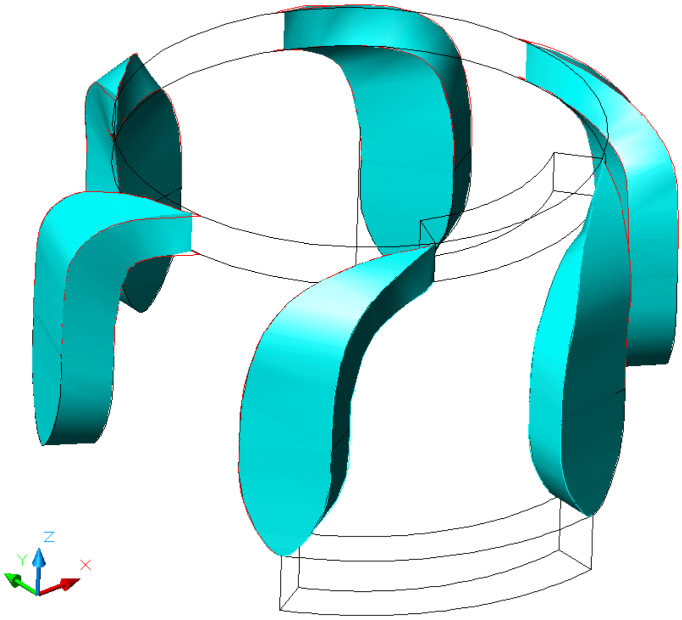
Natomiast na rys. 8.74 pokazano również rozkłady ciśnienia statycznego wzdłuż długości kanału dla wydajności nominalnej.

8.6.2. Przepływ w kierownicy promieniowo-osiowej

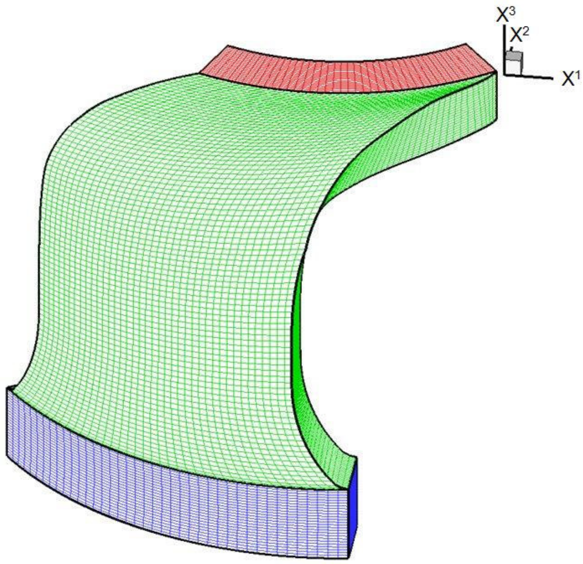
Analogicznie do obliczeń wirników wykonano obliczenia numeryczne przepływu w kierownicy pompy.

Geometrię kierownicy przedstawiono na rys. 8.76.

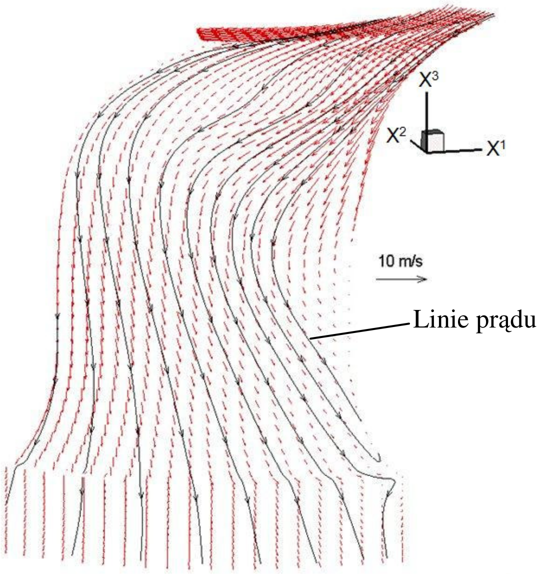
Pokazano na nim również obliczeniowe przedłużenie obszaru wlotowego i wylotowego jednego z kanałów, dla których zadawane są warunki brzegowe do obliczeń. W tym przypadku, zgodnie z rozdziałem 8.5, przyjmowano, że na wlocie do obszaru obliczeniowego parametry odpowiadają parametrom wylotowym z wirnika, natomiast w płaszczyźnie wylotowej obszaru obliczeniowego kierownicy założono stałość ciśnienia statycznego.



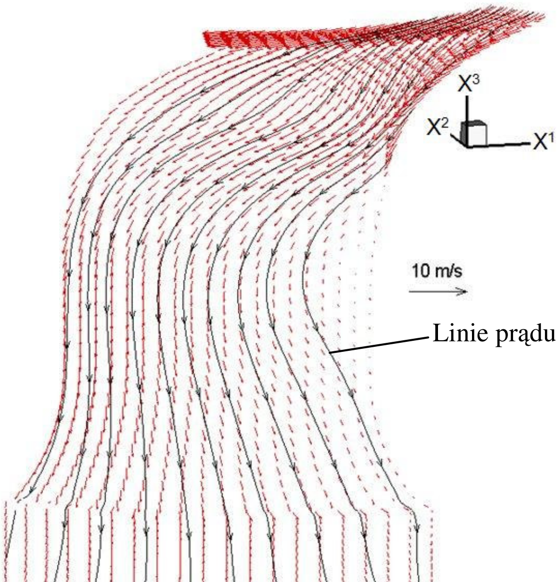
Rys. 8.76. Geometria kierownicy



Rys. 8.77. Siatka do obliczeń numerycznych przepływu przez kierownicę



Rys. 8.78. Wektory prędkości względnych w kierownicy pompy na powierzchni zewnętrznej



Rys. 8.79. Wektory prędkości względnych w kierownicy pompy na średniej powierzchni prądu

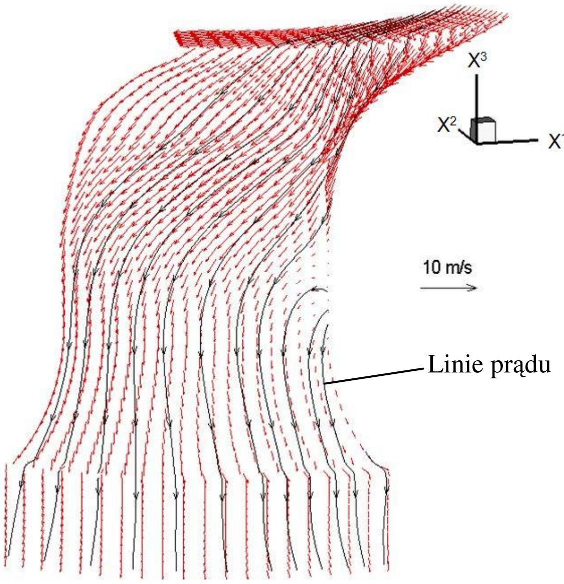
Siatkę obliczeniową kierownicy, obejmującą kanał międzyłopatkowy i wyciągnięte obszary obliczeniowe, przedstawiono na rys. 8.77. Sposób kształtowania obliczeniowych obszarów wlotowego i wylotowego kierownicy jest taki sam jak w przypadku wirnika.

Rozmiary siatki obliczeniowej kierownicy: 140x41x31.

Obliczenia wykonano dla szerokiego zakresu zmian wydajności.

Rozkłady wektorów prędkości względnych w kierownicy pompy dla wydajności nominalnej przedstawiono na rysunkach dla:

- powierzchni zewnętrznej - rys. 8.78,
- średniej powierzchni prądu - rys. 8.79,
- powierzchni wewnętrznej - rys. 8.80.



Rys. 8.80. Wektory prędkości względnych w kierownicy pompy na powierzchni wewnętrznej

8.7. Badania doświadczalne jednostopniowej pompy

Celem badań doświadczalnych była weryfikacja obliczeń numerycznych parametrów przepływu w kanałach hydraulicznych wirnika i kierownicy promieniowo-osiowej pompy. Wymagała ona przeprowadzenia pomiarów na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku badawczym.

8.7.1. Stanowisko badawcze

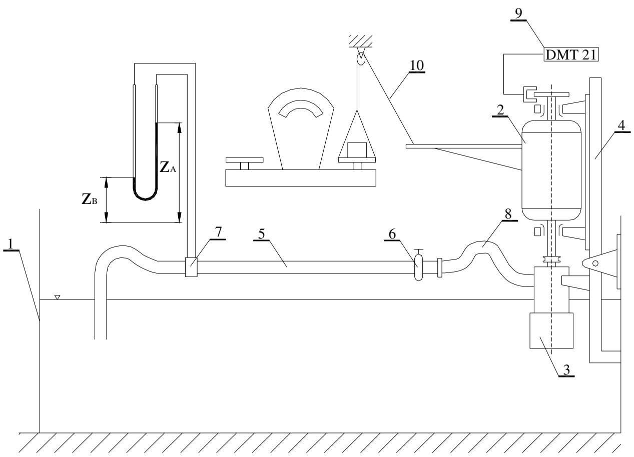
Podstawowym założeniem badań eksperymentalnych było:

- wyznaczanie charakterystyk przyrostu ciśnień statycznych w wybranych przekrojach kontrolnych,
- wyznaczenie podstawowych charakterystyk hydraulicznych pomp,
- wyznaczenie strat ubocznych w pompach (przecieki, moc tarcia wirujących tarcz wirnika, moc tarcia w łożyskach i dławnicach).

W związku z tym stanowisko badawcze umożliwiało między innymi:

- pomiar strumienia objętości cieczy przepływającej przez pompę,
- pomiar mocy i częstości obrotów,
- pomiar ciśnień lokalnych w wybranych płaszczyznach kontrolnych i punktach.

Badania układów hydraulicznych przeprowadzono na stanowisku przystosowanym do badania pomp o osi pionowej.



Rys. 8.81. Schemat stanowiska do badań układów hydraulicznych pompy jednostopniowej pionowej
1 - zbiornik wody, 2 - silnik napędowy zawieszony na kołysce, 3 - badana pompa, 4 - obrotowo zawieszona rama nośna, 5 - rurociąg tłoczny, 6 - zawór regulacyjny, 7 - kryza pomiarowa, 8 - elastyczny odcinek rurociągu, 9 - układ do pomiaru częstości obrotów, 10 - układ do pomiaru momentu obrotowego

Stanowisko wyposażono w obrotowo zawieszoną ramę nośną, na której mocowano pompę oraz połączony z nią za pomocą sprzęgła napędowy silnik elektryczny osadzony wahliwie w podporach łożyskowych. Obrotowo zawieszona rama umożliwiała pracę pompy w pozycji pionowej i wynurzenie jej w celu przeprowadzenia prac montażowych. Ze względu na układ pionowy, do napędu wykorzystano silnik kołnierzowy przystosowany do pracy w pozycji pionowej.

W celu wykonania pomiarów, pompa wg rys. 3.4 wymagała adaptacji, polegającej na zastąpieniu wirnika silnika pompy wałem z przedłużoną końcówką pod sprzęgło, ułożyskowanym i uszczelnionym jak w oryginalnym zespole pompy. Badana pompa była połączona z rurociągiem tłocznym wyposażonym w zawór regulacyjny i kryzę do pomiaru wydajności.

Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 8.81.

8.7.2. Pomiar wydajności, poboru mocy i częstości obrotów pompy

Sposób pomiaru wydajności omówiono w rozdziale 8.3.2, a poboru mocy i częstości obrotów w rozdziale 8.3.3.

8.7.3. Pomiar ciśnień statycznych

Do pomiaru ciśnień statycznych w nieruchomych elementach hydraulicznych pomp w ściankach kanałów wykonano otworki o średnicy 0,5 mm położone w poszczególnych przekrojach kontrolnych. O wyborze punktów pomiaru decydowały względy hydrauliczne i konstrukcyjne elementów pompy. Usytuowanie punktów pomiarowych przedstawiono na rys. 3.3, który został przywołany poniżej.

W króćcu ssawnym pompy w przekroju 0-0 wykonano cztery otworki (0.1, 0.2, 0.3, 0,4) połączone ze sobą wspólną rurką wokół obwodu, skąd odbierano uśredniony sygnał ciśnienia statycznego w tym przekroju.

W przekroju wylotowym wirnika 2-2 wykonane zostały dwa otworki do odbioru sygnału ciśnienia statycznego umieszczone w przedniej i tylnej ścianie obudowy, które oznaczono symbolami 2P oraz 2T.

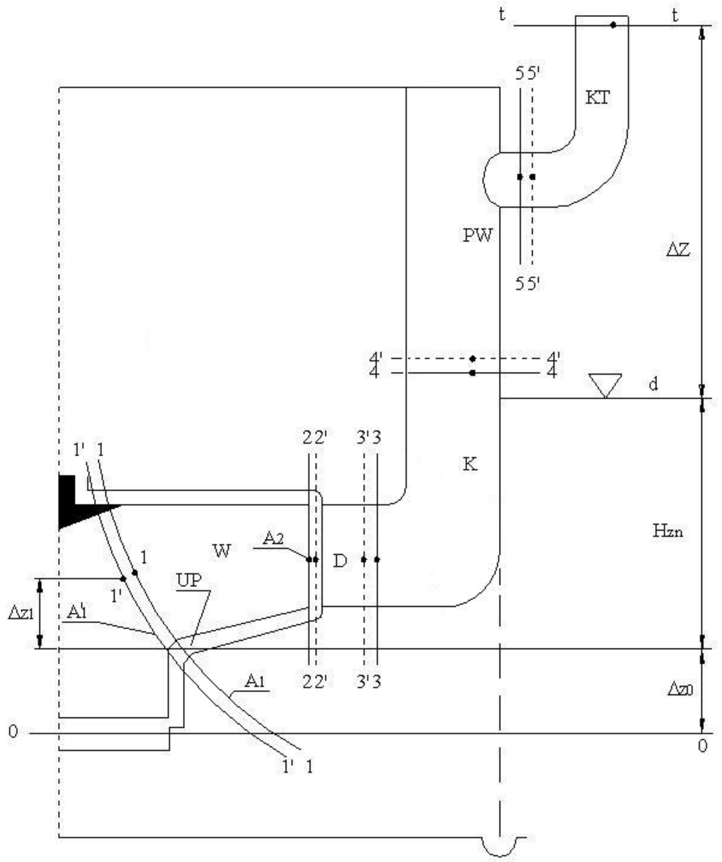
W przekroju kontrolnym 3, na wlocie do kierownicy, wykonano po trzy otworki na tylnej i przedniej ścianie jednego wybranego kanału.

Otworki na ściance przedniej od strony pokrywy pompy oznaczono symbolami 3.1, 3.2, 3.3, na tylnej 3.1′, 3.2′, 3.3′. Otworki wykonano na średnicy wlotowej łopatki w odległości 1/3, 1/2 oraz 2/3 podziałki wybranego kanału hydraulicznego.

Rozmieszczenie otworków do pomiaru ciśnienia statycznego przedstawiono na poniższym rysunku.

Na wylocie z kierownicy w przekroju kontrolnym 4 tego samego kanału otworki wykonano analogicznie jak na wlocie do kierownicy. Rozmieszczono po trzy otworki na zewnętrznej i wewnętrznej średnicy ścianki ograniczającej kanał hydrauliczny, które oznaczono odpowiednio 4.1, 4.2, 4.3 oraz 4.1′, 4.2′, 4.3′. Wykonane zostały one również w odległościach 1/3, 1/2, 2/3 długości podziałki.

Na wylocie z wirnika i obu przekrojach kontrolnych kierownicy sygnał ciśnienia statycznego odbierany był oddzielnie z każdego otworka. W przekrojach 5 oraz t związanych z króćcem tłocznym, wykonano podobnie jak na wlocie do pompy po cztery otworki połączone z rurką poprowadzoną wokół obwodu, co umożliwiło odbiór uśrednionego sygnału ciśnienia w danym przekroju.



Schemat rozmieszczenia otworów do pomiaru ciśnienia statycznego na ściankach kanałów pompy monoblokowej jednostopniowej (rys. 3.3)

W przedniej ściance komory wirnikowej wykonano również otworek UP do pomiaru ciśnienia statycznego przed uszczelnieniem wirnika. Pomiary wykonywane były za pomocą czujników ciśnień.

8.8. Analiza porównawcza wyników obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych

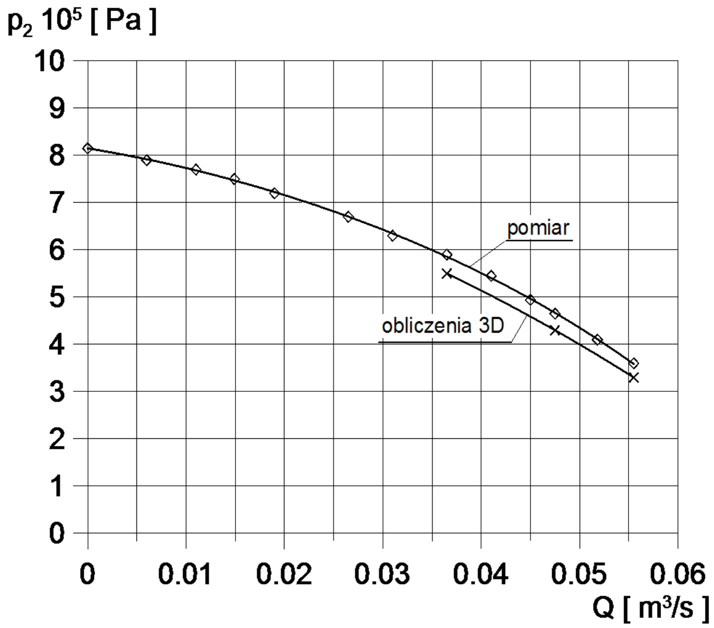
8.8.1. Wirnik

W celu oceny uzyskanych wyników z obliczeń i pomiarów uśredniono pola prędkości i ciśnień statycznych w przekrojach kontrolnych 0-0, 1-1 i 2-2. Uzyskano w ten sposób uśrednione, charakterystyczne dla przepływu przez wirnik wielkości:

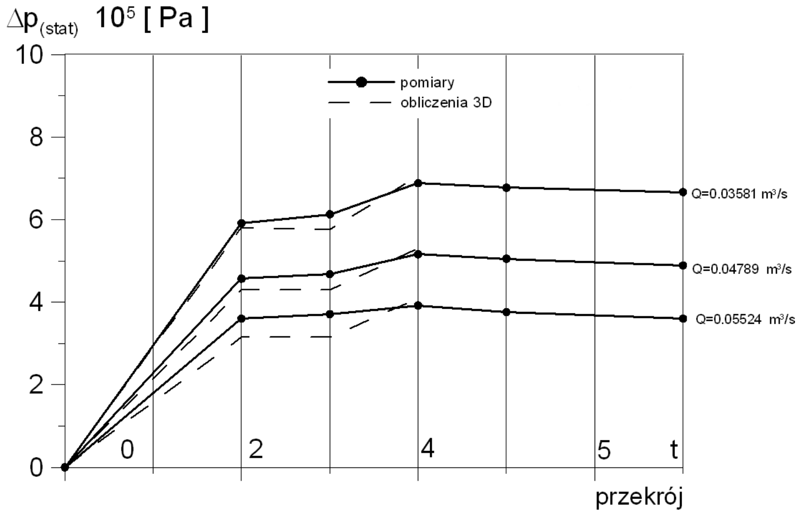
- prędkość na wlocie do wirnika c_0,

- składową merydionalną prędkości bezwzględnej c_{1m},
- prędkość względną w_1,
- kąt napływu cieczy na łopatkę β_1 i kąt natarcia i_1,
- prędkość względną w_2,
- składową merydionalną prędkości bezwzględnej c_{2m},
- składową obwodową prędkości bezwzględnej c_{2u},
- kąt spływu cieczy β_2,
- ciśnienie statyczne na wylocie z wirnika p_2,
- przyrost ciśnienia statycznego w wirniku Δp_{0-2},
- straty hydrauliczne wyrażone w postaci równoważnego ciśnienia Δp_{sW}.

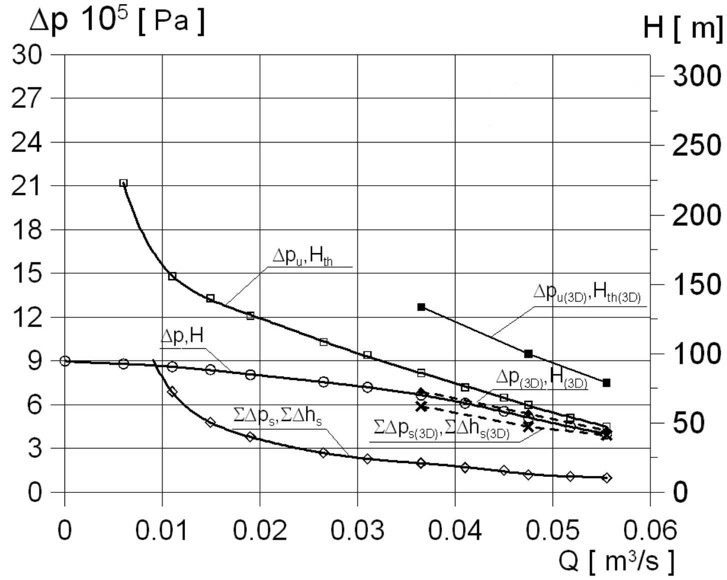
Wymienione wielkości porównano na wykresach (rys. rys. 8.82, 8.83, 8.84, 8.85, 8.86) z odpowiadającymi im wielkościami, których wartości wyznaczono na podstawie obliczeń wykorzystujących wyniki badań doświadczalnych.



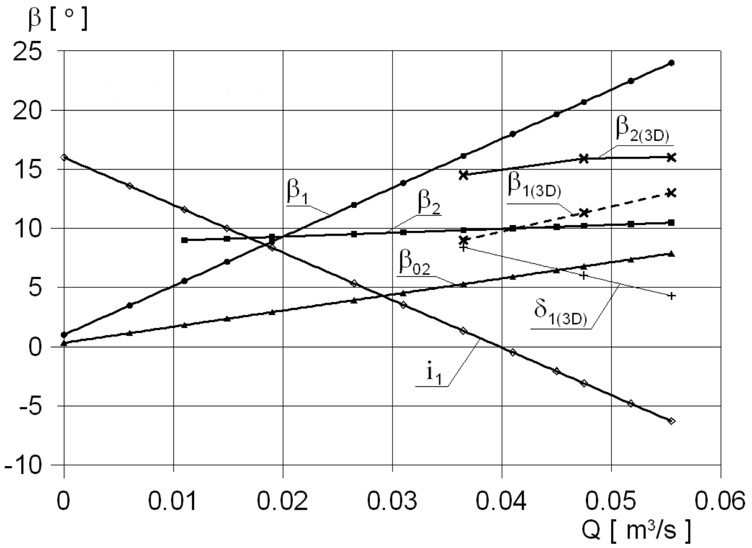
Rys. 8.82. Charakterystyka manometrycznego ciśnienia statycznego na wylocie z wirnika $p_2(Q)$



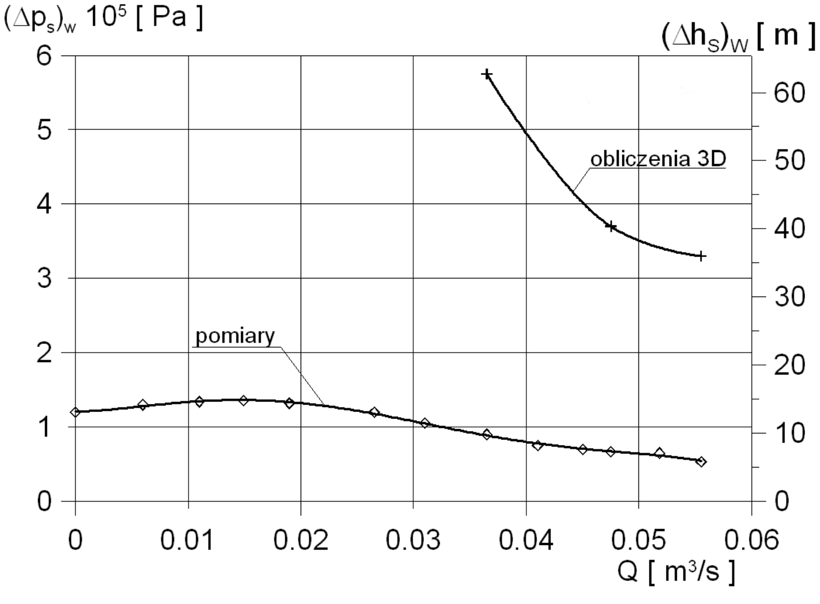
Rys. 8.83. Porównanie przyrostu średniego ciśnienia statycznego w elementach hydraulicznych pompy wyznaczonego na podstawie pomiarów i obliczeń 3D



Rys. 8.84. Prędkości przepływu przez wirnik pompy
c_0 - prędkość na wlocie do wirnika, c_{1m} - prędkość merydionalna na wlocie do wieńca łopatkowego, w_1 - prędkość względna na wlocie do wieńca łopatkowego, c_{2m} - prędkość merydionalna na wylocie z wirnika, c_{2u} - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej na wylocie z wirnika, w_2 - prędkość względna na wylocie z wirnika, (wielkości z indeksem 3D oznaczają wyniki obliczeń numerycznych)



Rys. 8.85. Kąty związane z przepływem cieczy przez wirnik
β_1 - kąt napływu na łopatkę, i_1 - kąt natarcia, β_2 - kąt spływu z łopatki, β_{02} - kąt łopatki zerowej nośności (wielkości z indeksem 3D oznaczają wyniki obliczeń numerycznych)



Rys. 8.86. Straty hydrauliczne wirnika $(\Delta p_s)_W(Q)$, $(\Delta h_s)_W(Q)$

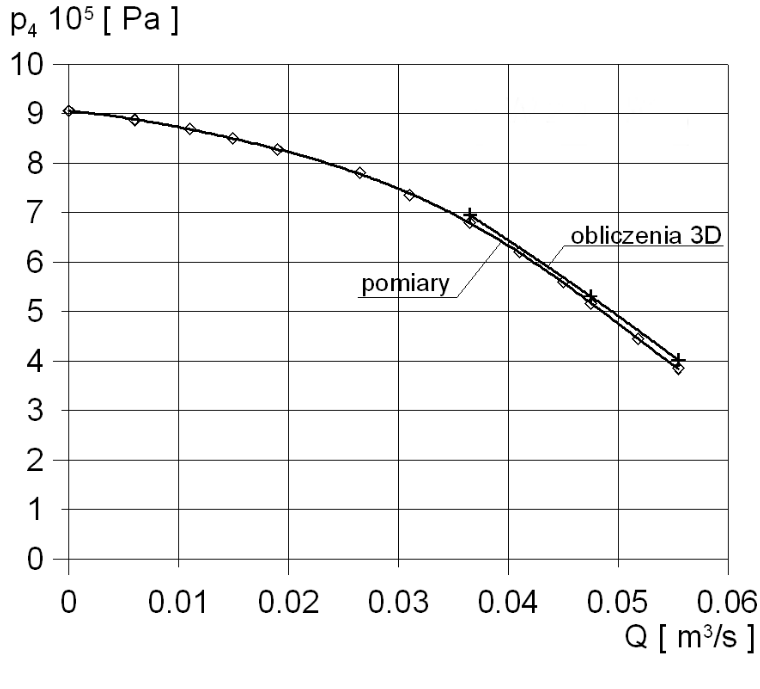
Wykresy 8.82-8.86 sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

8.8.2. Kierownica promieniowo-osiowa

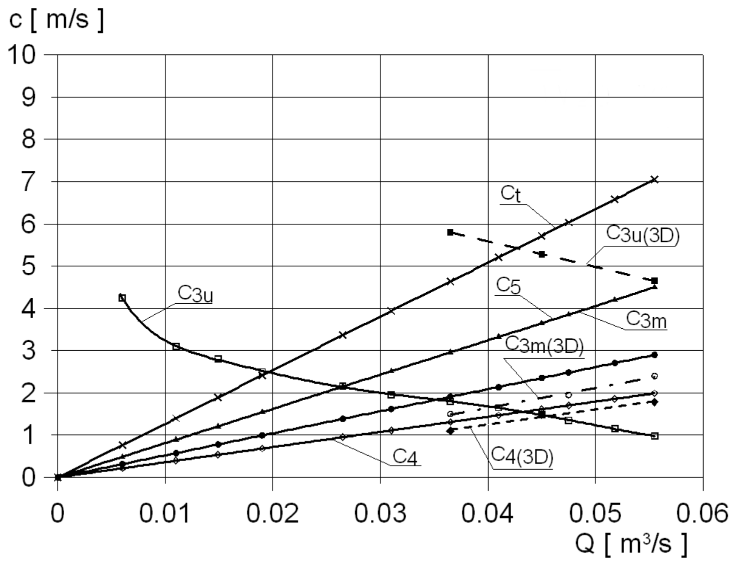
W przypadku kierownicy uśredniono pola prędkości i ciśnień w przekrojach 3 i 4. Na ich podstawie wyznaczono średnie wielkości charakterystyczne dla przepływu, którymi są:

- składowa merydionalna prędkości na wlocie do kierownicy c_{3m},
- składowa obwodowa prędkości c_{3u},
- kąt napływu cieczy na łopatkę α_3,
- prędkość całkowita na wylocie z kierownicy c_4,
- ciśnienie statyczne p_4,
- przyrost ciśnienia statycznego w kierownicy Δp_{3-4},
- straty hydrauliczne wyrażone w postaci równoważnego ciśnienia Δp_{sK}.

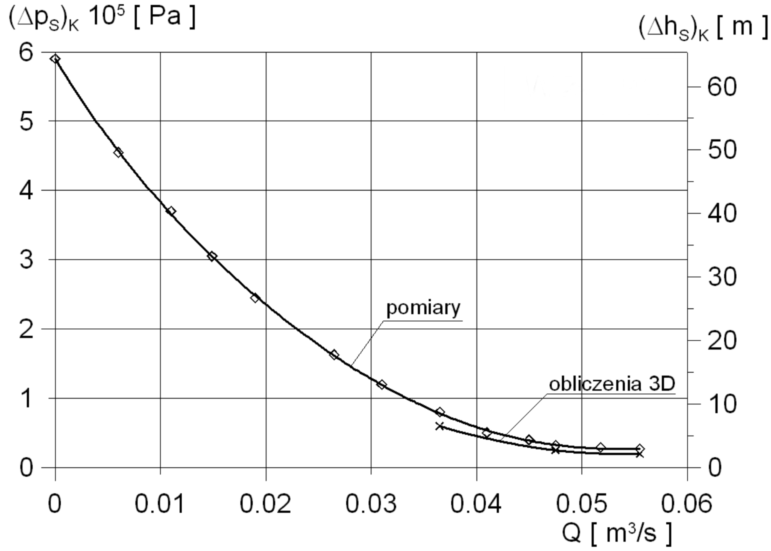
Wymienione wielkości porównywano na wykresach (rys. rys. 8.87, 8.88, 8.89) z odpowiadającymi im wielkościami, których wartości wyznaczono na podstawie obliczeń wykorzystujących wyniki badań doświadczalnych.



Rys. 8.87. Charakterystyka manometrycznego ciśnienia statycznego na wylocie z kierownicy $p_4(Q)$



Rys. 8.88. Prędkości przepływu przez nieruchome elementy pompy (wielkości z indeksem 3D oznaczają wyniki obliczeń numerycznych)



Rys. 8.89. Straty hydrauliczne $(\Delta p_s)_K(Q)$, $(\Delta h_s)_K(Q)$ kierownicy odśrodkowej

Wykresy 8.87-8.89 sporządzano na podstawie wyników badań czterech pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$, przeprowadzonych przez autora i kierowany przez niego zespół.

8.8.3. Podsumowanie

Analiza porównawcza wyników obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych potwierdziła słuszność wprowadzenia w metodach projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe etapu II.

W etapie tym przeprowadzana jest analiza struktury przepływu cieczy przez elementy układu hydraulicznego pompy numerycznymi metodami obliczania przepływów trójwymiarowych.

Analizując przebiegi krzywych przedstawionych na wykresach (od rys. 8.82 do 8.89), można stwierdzić dużą zgodność rozkładu zmierzonych i obliczonych.

Rozbieżności dotyczą rozkładów prędkości. Różnice te mogą być spowodowane przyjętym w metodzie obliczeń numerycznych modelem turbulencji.

9. METODY PROJEKTOWANIA POMP SPEŁNIAJĄCYCH SPECJALNE WYMAGANIA RUCHOWE

9.1. Wprowadzenie

Pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe, poza realizacją parametrów przepływowych punktu nominalnego H_N, Q_N, η_N, muszą spełniać jeszcze dodatkowe warunki dotyczące np. przebiegu charakterystyki przepływowej $H(Q)$ czy charakterystyki poboru mocy $P(Q)$, a nawet jednoczesnej realizacji żądanej charakterystyki przepływu i poboru mocy.

Różnice w procedurach projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe w stosunku do metod projektowania pomp w oparciu o punkt nominalny dotyczą:

- danych wejściowych do obliczeń pozostających w ścisłym związku z dodatkowymi wymaganiami wynikającymi ze zróżnicowanych warunków zainstalowania, określonych kształtów charakterystyk przepływu i poboru mocy,
- etapów projektowania (najczęściej trzy etapy),
- związków i zależności wiążących parametry hydrauliczne z geometrycznymi uwzględniające wymagania wynikające z warunków pracy.

Algorytmy metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe zostały opracowane w oparciu o wyniki prac teoretycznych i badań doświadczalnych wykonywanych w ramach projektów badawczych [7], [8], [9], [10], [44], [59], [60] realizowanych na zamówienie Komitetu Badań Naukowych i we współpracy z krajowymi producentami pomp.

Wyniki tych prac zostały wykorzystane do opracowania:

- metody projektowania pomp promieniowych o nieprzeciążalnych charakterystykach poboru mocy [13],
- metody projektowania pomp promieniowych o żądanym kształcie charakterystyki przepływowej [62],
- metody projektowania pomp spełniającycyh specjalne wymagania eksploatacyjno-ruchowe z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych [12],
- metody projektowania stopni odśrodkowych pomp wielostopniowych o żądanym kształcie charakterystyki przepływowej [59].

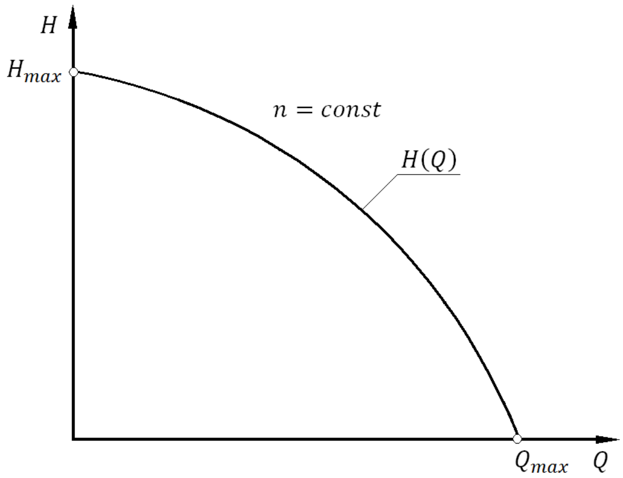
W kolejnych rozdziałach zostaną omówione:

- algorytmy wyżej wymienionych metod,
- wybrane nowe związki i zależności parametrów przepływowych z geometrycznymi, pozostające w ścisłym związku z wymaganiami wynikającymi z warunków pracy.

9.2. Metoda projektowania pomp promieniowych o nieprzeciążalnych charakterystykach poboru mocy NCPM

9.2.1. Wprowadzenie

Metoda projektowania pomp promieniowych o nieprzeciążalnych charakterystykach poboru mocy, zwana metodą NCPM, jest jedną z metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe. Znajduje ona głównie zastosowanie w projektowaniu wirników (rys. 8.71) jednostopniowych pomp monoblokowych (rys. 3.4 i 7.1) z napędem elektrycznym, od których wymaga się maksymalnego i prawidłowego wykorzystania mocy silnika napędowego. Jednocześnie wymaga się, aby realizowały one parametry graniczne charakterystyki przepływowej: $H_{\max}$ i $Q_{\max}$ (rys. 9.1).



Rys. 9.1. Punkty graniczne charakterystyki przepływu $H(Q)$

Z położenia tych punktów wynika, że pompy te muszą być przystosowane do pracy praktycznie w całym zakresie zmian wydajności $0 < Q < Q_{\max}$. Z powyższego wynika również, że wartości $H_{\max}$ - maksymalnej wysokości podnoszenia pompy i $Q_{\max}$ - maksymalnej wydajności pompy powinny stanowić dane wyjściowe do obliczeń głównych wymiarów wirników tych pomp. Fakt ten jest pierwszą przyczyną uniemożliwiającą stosowanie do projektowania tego typu pomp metod obliczeń opartych tylko na nominalnym punkcie pompy.

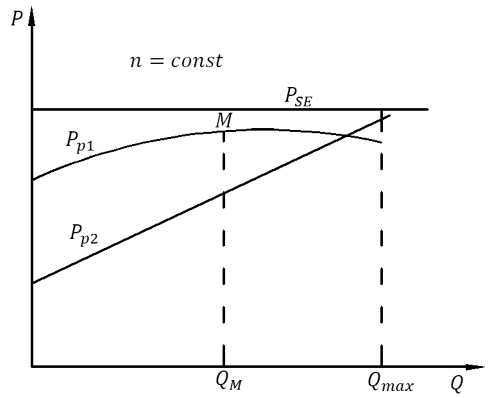
Współpracujący z pompą silnik elektryczny stawia do dyspozycji w zakresie jej pracy pewną ograniczoną moc P_{SE}, która przy stałej prędkości obrotowej nie zależy od ilości przepływającej cieczy. W układzie $P(Q)$ charakterystyka silnika elektrycznego w przybliżeniu jest linią prostą (linia P_{SE} rys. 9.2). Zapotrzebowanie mocy przez pompę, przedstawione krzywą P_{p1} lub P_{p2} (rys. 9.2), w zakresie zmian jej wydajności $0 < Q < Q_{\max}$, jest zmienne i z założenia nie powinno przekroczyć w żadnym punkcie mocy silnika. Ze względu na stosowanie w ocenie jakości przenośnych pomp o specjalnych wymaganiach ruchowych bezwymiarowego wskaźnika $\rho gHQ / m_{ap}$ (m_{ap} - masa agregatu pompowego), należy dążyć do najlepszego wykorzystania mocy silnika w całym zakresie pracy, to znaczy utrzymać pobór mocy przez pompę w pobliżu P_{SE}. Warunek ten spełnia najkorzystniej tzw. nieprzeciążalna charakterystyka poboru mocy przez pompę, przedstawiona na rys. 9.2(krzywa P_{p1}), dla której zależności matematyczne można zapisać w postaci:

- nierówności:

$$P_{SE} \geq \left(P_p\right)_{\max} \tag{9.1}$$

- równanie:

$$\left(\frac{\partial P_P}{\partial Q}\right)_{Q=Q_M} = 0 \tag{9.2}$$



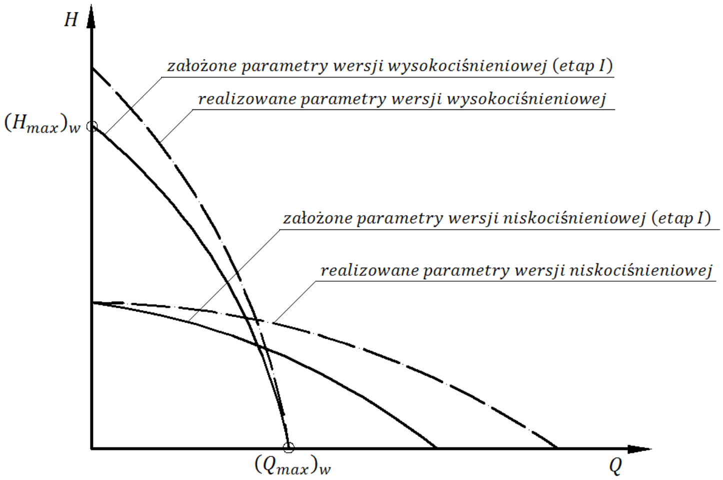
Rys. 9.2. Przebiegi krzywych mocy o zróżnicowanych kształtach [[13]]:
P_{p1} - nieprzeciążalna charakterystyka mocy (rosnąco-malejąca),
P_{p2} - monotonicznie rosnąca, P_{SE} - charakterystyka mocy silnika

Warunki eksploatowania pomp tego typu oraz bezwymiarowe wskaźniki świadczące o jakości zespołu pompa-silnik powodują, że optymalny proces projektowania tych maszyn powinien przebiegać w następujących po sobie dwóch etapach.

W etapie pierwszym powinien być dokonany dobór mocy elektrycznego silnika napędowego na podstawie wartości granicznych punktów charakterystyki przepływowej H_{max} i Q_{max} (rys. 9.1). Algorytm doboru przedstawiono na rys. 9.4.

W etapie drugim powinna być skorelowana wartość H_{max} lub Q_{max} z mocą i częstością obrotów przyjętego silnika napędowego. Zwykle zachodzi konieczność dobrania silnika o mocy większej niż wynikająca z obliczeń etapu pierwszego. Wówczas w zależności od tego, czy pompa ma stanowić tak zwane rozwiązanie niskociśnieniowe, czy wysokociśnieniowe, stosuje się algorytm przedstawiony na rys. 9.5 lub 9.6. W związku z tym w wersjach niskociśnieniowych nadwyżka mocy wykorzystywana jest do zwiększenia maksymalnej wydajności pompy (algorytm - rys. 9.5). Natomiast w wersji wysokociśnieniowej nadwyżka mocy wykorzystywana jest do zwiększenia maksymalnej wysokości podnoszenia (algorytm - rys. 9.6).

Na rys. 9.3 zostały przedstawione przebiegi charakterystyk przepływu wersji wysokociśnieniowej i niskociśnieniowej pompy.



Rys. 9.3. Charakterystyki przepływu - w wersji wysokociśnieniowej i wersjiniskociśnieniowej pompy

9.2.2. Algorytm metody projektowania

Zadaniem opracowanej metody projektowania pomp jest określenie parametrów geometrycznych kanałów hydraulicznych wirnika pompy, które zagwarantują uzyskanie żądanych parametrów punktów granicznych H_{max} i Q_{max} charakterystyki przepływu (punkty H_{max} i Q_{max} na rys. 9.1) oraz nieprzeciążalny kształt charakterystyki poboru mocy (rys. 9.2).

Algorytmy metody projektowania pomp zostały przedstawione na rys. rys. 9.4, 9.5 i 9.6.

Na rys. 9.4 przedstawiono algorytm etapu I, kończący się określeniem maksymalnego poboru mocy przez pompę. Na rys. 9.5 i 9.6 przedstawiono algorytmy etapu II. W przypadku projektowania wersji niskociśnieniowej jest stosowany algorytm - rys. 9.5, a dla obliczeń wersji wysokociśnieniowej algorytm przedstawiony na rys. 9.6.

W algorytmach etapów zestawiono wzory do określenia parametrów geometrycznych na wylocie z wirnika, nie narzucając sposobu obliczania geometrycznych prametrów na wlocie do wirnika.

DANE WEJŚCIOWE

H_{max}, Q_{max}, ρ

↓

Przyjąć k_H

$k_H = (0{,}4 \div 0{,}5)$ lub $k_H = (0{,}5 \div 0{,}7)$

↓

$$H^*_{max} = \frac{H_{max}}{k_H}$$

↓

Przyjąć n'

$n' = 12;\ 16;\ 25;\ 50\ \ Hz$

↓

$$D_2 = \frac{1}{\pi n'}\sqrt{g\frac{H_{max}}{k_H}}$$

↓

Założyć $\overline{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}\mu_2$

$\overline{b}_2 = (0{,}05 \div 0{,}12)$

↓

$$tg\beta_{2N} = \frac{Q_{max}}{\pi^2 D_2^3 n' \overline{b}_2}$$

↓

$$(Q_M)_{min} = A_2 u_2 \frac{tg\beta_{2N}}{2}$$

↓

Przyjąć Q_M

$(Q_M)_{min} < Q_M < Q_{max}$

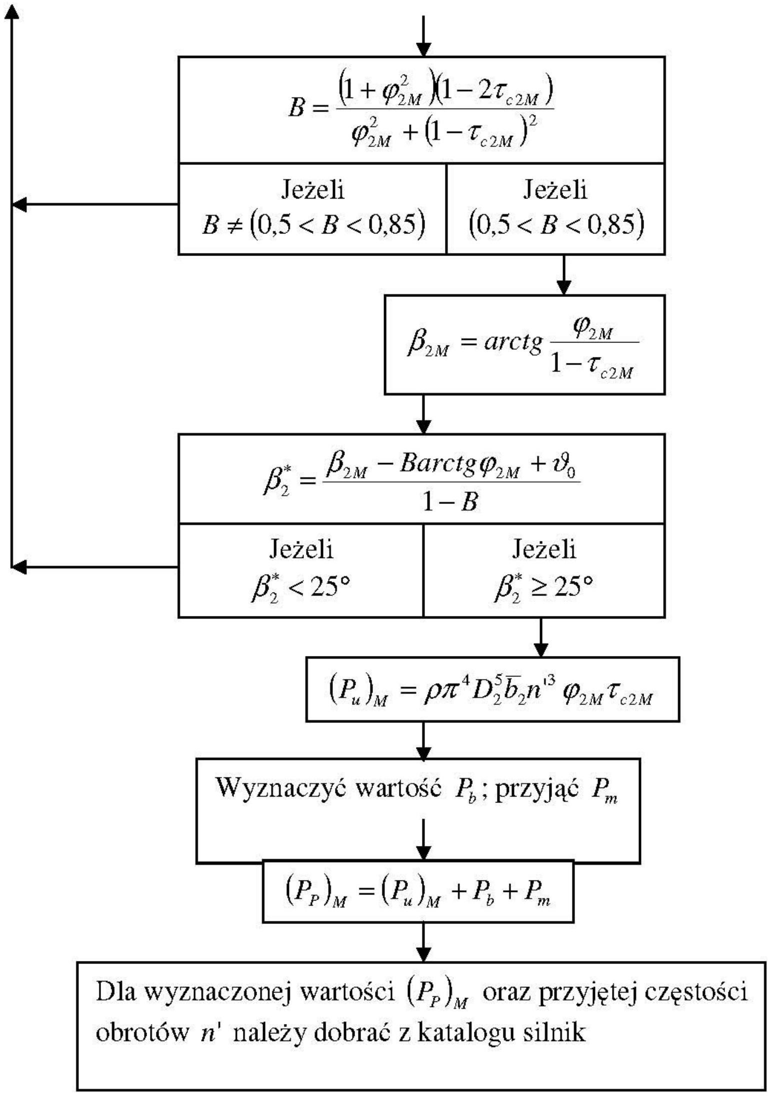
↓

$$\varphi_{2M} = \frac{Q_M}{\pi^2 D_2^3 n' \overline{b}_2}$$

↓

$$\tau_{c2M} = \frac{tg\beta_{2N}}{4\varphi_{2M}}$$

↓



Rys. 9.4. Algorytm doboru mocy silnika napędowego w metodzie NCPM

DANE WEJŚCIOWE

$H_{\max}$, P_s, $n_s' = n_p'$; ρ

Przyjąć k_H

$k_H = (0{,}4 \div 0{,}5)$ lub $k_H = (0{,}5 \div 0{,}7)$

$$D_2 = \frac{1}{\pi n'}\sqrt{g\frac{H_{\max}}{k_H}}$$

Wyznaczyć wg wzorów podanych w literaturze P_b

Przyjąć P_m

Określić rezerwę mocy R w oparciu o ρ

$$(P_u)_M = (1-R)P_s - P_b - P_m$$

$$Q_{\max} = \frac{4(P_u)_M}{\rho\pi^2 D_2^2 n'^2} \qquad \rho = 1000\,{}^{kg}\!/\!{}_{m^3}$$

$$(Q_M)_{\min} = \frac{2(P_u)_M}{\rho\pi^2 D_2^2 n'^2}$$

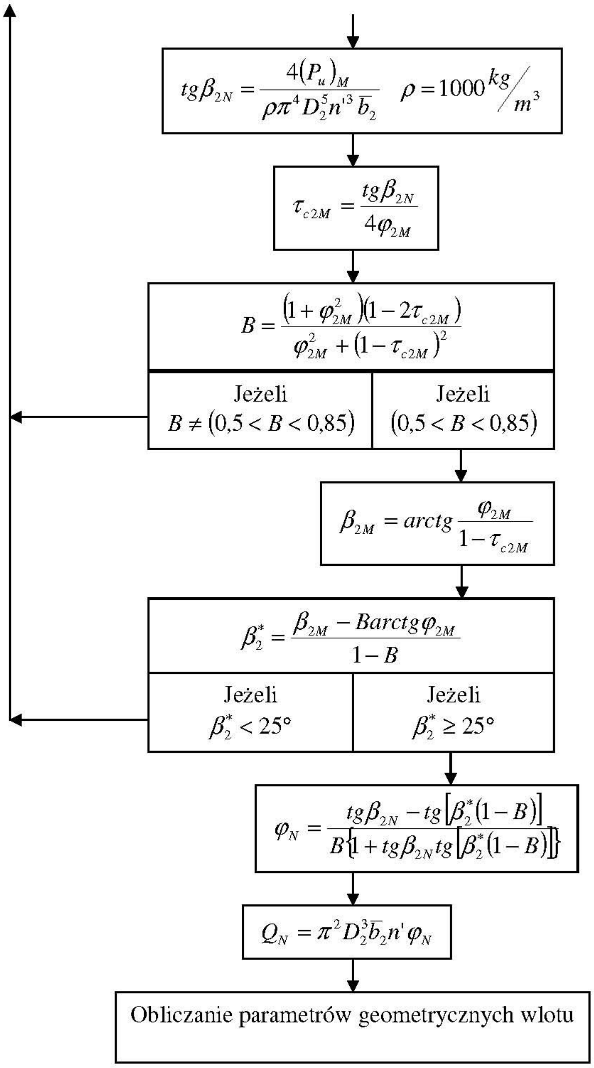
Przyjąć Q_M

$(Q_M)_{\min} < Q_M < Q_{\max}$

Założyć $\overline{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}\mu_2$

$\overline{b}_2 = (0{,}05 \div 0{,}12)$

$$\varphi_{2M} = \frac{Q_M}{\pi^2 D_2^3 n' \overline{b}_2}$$



Rys. 9.5. Algorytm korelujący wartość $Q_{\max}$ (wariant pompy niskociśnieniowej) z mocą silnika napędowego w metodzie NCPM

W związku z tym, że pompa jest projektowana na czystą wodę $\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$, a może być zastosowana do transportu cieczy zanieczyszczonej mechanicznie o gęstości $\rho > 1000 \frac{kg}{m^3}$ zachodzi konieczność uwzględnienia w procedurze projektowania rezerwy mocy R, której wartość zależy od przewidywanej maksymalnej gęstości cieczy transportowanej ρ.

DANE WEJŚCIOWE

$H_{\max}$, P_s, $n_s' = n_p'$; ρ

Określić wartość „R” w oparciu o ρ

Przyjąć P_m

Założyć wartość P_b

Określić rezerwę mocy R w oparciu o ρ

$$(P_u)_M = (1-R)P_s - P_b - P_m$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4(P_u)_M}{\rho \pi^2 n'^2 Q_{\max}}} \qquad \rho = 1000 \, {}^{kg}\!/_{m^3}$$

$$H^*_{\max} = \frac{\pi^2 D_2^2 n'^2}{g}$$

Przyjąć k_H

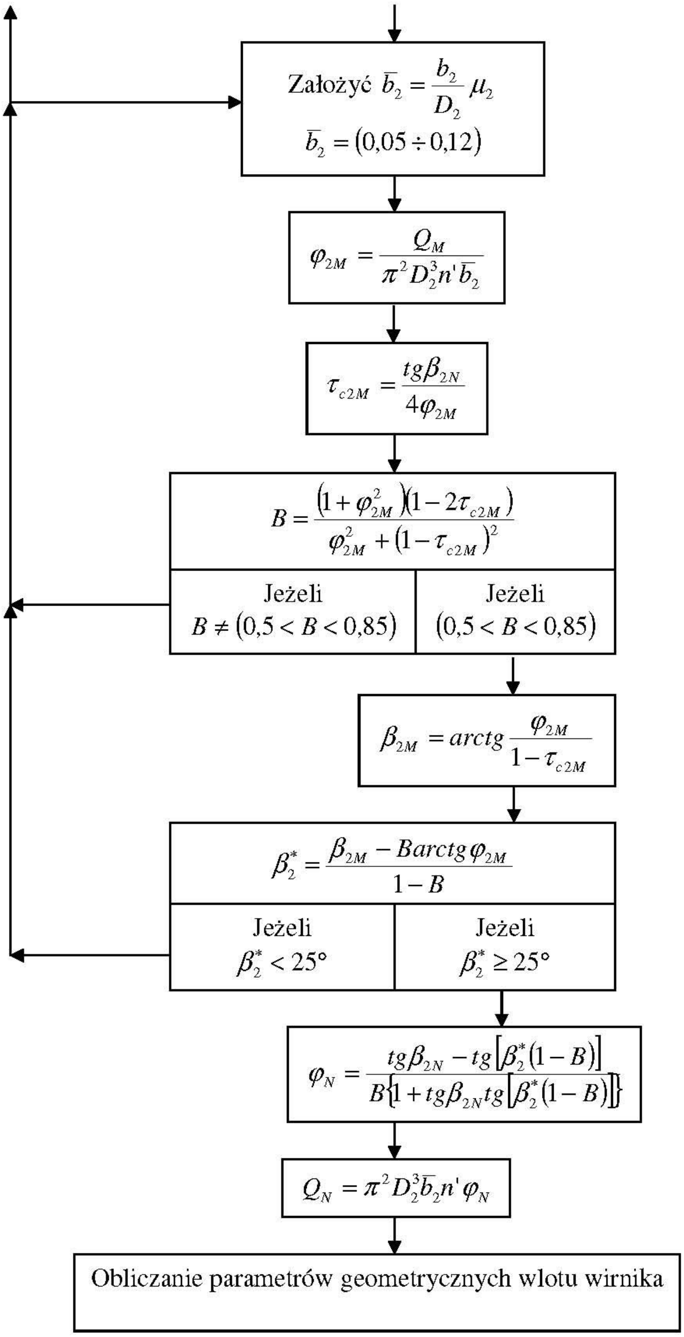
$k_H = (0{,}4 \div 0{,}5)$ lub $k_H = (0{,}5 \div 0{,}7)$

$$H_{\max} = k_H H^*_{\max}$$

$$(Q_M)_{\min} = \frac{2(P_u)_M}{\rho \pi^2 D_2^2 n'^2}$$

Przyjąć Q_M

$(Q_M)_{\min} < Q_M < Q_{\max}$



Rys. 9.6. Algorytm korelujący wartość $H_{\max}$ z mocą silnika napędowego w metodzie NCPM

9.2.3. Wzory i zależności występujące w metodzie

W przedstawionych algorytmach metody wykorzystano wzory i zależności, wyprowadzone przez autora oraz ogólnie znane z teorii maszyn przepływowych. Poniżej zostały omówione wybrane zależności opracowane przez autora [[7], [13], [14], [59]].

W rezultacie analizy wyników badań licznych jednostopniowych pomp promieniowych zauważono, że w przyjętym modelu przepływu cieczy przez wirnik współrzędne punktów granicznych charakterystyki przepływu pompy spełniają następujące zależności:

- maksymalna wydajność pompy:

$$Q_{\max} = \pi^2 D_2^3 n' \bar{b}_2 tg\beta_{2N} \tag{9.3}$$

gdzie: $\bar{b}_2$ - względna szerokość wirnika,

$$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2} \tag{9.4}$$

- maksymalna wysokość podnoszenia pompy przy $Q = 0$,

$$H_{\max} = k_H H^*_{\max} = k_H \frac{1}{g} u_2^2 = k_H \frac{1}{g} \pi^2 D_2^2 n'^2 \tag{9.5}$$

gdzie: k_H - jest empirycznym współczynnikiem przyjmującym wartość z zakresu podanych w algorytmach na rys. rys. 9.4, 9.5, 9.6:

- dla wirników półotwartych $0,4 \div 05$,
- dla wirników zamkniętych $0,5 \div 07$.

Wzór uzależniający funkcję parametrów geometrycznych wirnika B (wyróżnik kształtu wirnika) od bezwymiarowych parametrów przepływowych punktu M, maksymalnego poboru mocy przez pompę, ma postać:

$$B = \frac{\left(1 + \varphi_{2M}^2\right)\left(1 - 2\tau_{c2M}\right)}{\varphi_{2M}^2 + \left(1 - \tau_{c2M}\right)^2} \tag{9.6}$$

i został otrzymany z pierwszej pochodnej równania mocy dla punktu M (rys. 9.2).

W oparciu o pierwszą pochodną mocy względem wydajności wyprowadzono wzory, określające współzależność τ_{c2M}, φ_{2M} punktu M:

$$\tau_{c2M} = \frac{tg\beta_{2N}}{4\varphi_{2M}} \tag{9.7}$$

Wartość kąta konstrukcyjnego łopatki β_2^* na wylocie z wirnika wynika z przyjęcia za podstawę do opracowania metody pracy wirnika w zmiennych warunkach wg hipotezy $B = const$:

$$\beta_2^* = \frac{\beta_{2M} - B arctg \varphi_{2M}}{1 - B} \tag{9.8}$$

Dla określenia bezwymiarowego wskaźnika przepływu punktu nominalnego N wykorzystano fakt przecinania się w tym punkcie dróg wierzchołka trójkąta prędkości dla wszystkich trzech rozpatrywanych hipotez (rys. 4.12).

W tym celu porównano prawe strony wzorów określających wartości bezwymiarowych wskaźników składowych obwodowych prędkości bezwzględnej τ_{c2} dla hipotezy $\beta_2 = const$ i $B = const$ w punkcie N.

Zgodnie z rys. 4.12:

$$\begin{aligned} (\varphi_{2N})_{\beta_2=const} &= (\varphi_{2N})_{B=const} \\ (\tau_{c2N})_{\beta_2=const} &= (\tau_{c2N})_{B=const} \end{aligned} \tag{9.9}$$

gdzie:

$$\begin{aligned} (\tau_{c2N})_{\beta_2=const} &= 1 - \frac{\varphi_{2N}}{tg\beta_{2N}} = \frac{tg\beta_{2N} - \varphi_{2N}}{tg\beta_{2N}} \\ (\tau_{c2N})_{B=const} &= \frac{tg\left[\beta_2^*(1-B)\right] + B\varphi_{2N} - \varphi_{2N}\left\{1 - B\varphi_{2N} tg\left[\beta_2^*(1-B)\right]\right\}}{tg\left[\beta_2^*(1-B)\right] + B\varphi_{2N}} \end{aligned} \tag{9.10}$$

Z porównania prawych stron wzorów (9.10) można określić φ_{2N}:

$$\varphi_{2N} = \frac{tg\beta_{2N} - tg\left[\beta_2^*(1-B)\right]}{B\left\{1 + tg\beta_{2N} tg\left[\beta_2^*(1-B)\right]\right\}} \tag{9.11}$$

Wyznaczony z wzoru bezwymiarowy wskaźnik przepływu dla punktu N można wykorzystać w obliczeniach wydajności nominalnej, zgodnie z wzorem:

$$Q_N = \pi^2 D_2^3 \bar{b}_2 n' \varphi_{2N} \tag{9.12}$$

Do wyznaczenia β_{2N} kąta spływu cieczy dla wydajności znamionowej $Q_N(\varphi_{2N})$ można wykorzystać związek:

$$\tau_{c2M}\varphi_{2M} = \Theta_{um} = \frac{tg\beta_{2N}}{4} = \frac{(P_u)_M}{K} \tag{9.13}$$

gdzie: K - jest wyznaczane z wzoru:

$$K = \rho\pi D_2^3 u_2^3 \overline{b}_2 = \rho\pi^4 D_2^5 n'^3 \overline{b}_2 \tag{9.14}$$

Pobór mocy przez pompę dla punktu maksymalnego poboru mocy określa zależność:

$$(P_p)_M = (P_u)_M + P_b + P_m \tag{9.15}$$

gdzie: $(P_u)_M$ - moc przekazywana cieczy w kanałach międzyłopatkowych wirnika dla wydajności Q_M,

P_b - moc tarcia wirujących tarcz wirnika,

P_m - moc strat mechanicznych.

Przyjęto, że moc tarcia wirujących tarcz wirnika P_b oraz moc strat mechanicznych P_m są stałe w całym zakresie zmian wydajności.

Przekształcając związek (9.13), można wyznaczyć wzór na kąt β_{2N} :

$$tg\beta_{2N} = \frac{4P_{uM}}{\rho\pi^4 D_2^5 n'^3 \overline{b}_2} \tag{9.16}$$

lub

$$\beta_{2N} = arctg\,\frac{4P_{uM}}{\rho\pi^4 D_2^5 n'^3 \overline{b}_2} \tag{9.17}$$

Obliczony w powyższy sposób kąt β_{2N} można wykorzystać do określenia wartości maksymalnego przepływu cieczy $Q_{\max}$ przez wirnik pompy:

$$Q_{\max} = A_2 u_2 tg\beta_{2N} = \pi^2 D_2^3 \overline{b}_2 n' tg\beta_{2N} \tag{9.18}$$

Uwzględniając w (9.18) związki (9.15), (9.16) i (9.17), otrzymuje się następującą postać wzoru na $Q_{\max}$

$$Q_{\max} = \frac{4(P_u)_M}{\rho\pi^2 D_2^2 n'^2} = \frac{4(P_u)_M}{\rho u_2^2} \tag{9.19}$$

Pozostałe związki wyprowadzone przez autora zawarte w algorytmach (rys. rys. 9.4, 9.5 i 9.6) są wynikiem przekształceń przedstawionych powyżej wzorów.

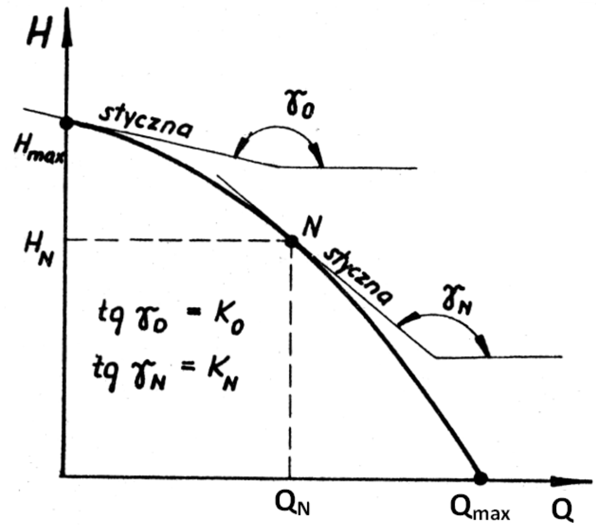
9.3. Metoda projektowania pomp promieniowych o żądanym kształcie charakterystyki przepływowej

9.3.1. Wprowadzenie

Celem metody było opracowanie sposobu doboru parametrów konstrukcyjnych i ruchowych pompy, której parametry hydrauliczne zapewnią uzyskanie żądanego kształtu charakterystyki przepływu, określonego wielkościami stanowiącymi warunki wyjściowe do projektowania.

Wobec braku w literaturze jednoznacznie sprecyzowanej miary kształtu charakterystyki przepływowej, przyjeto ją określać warunkami, które stanowią jednocześnie dane wyjściowe do projektowania:

$$\begin{aligned}
&H = H_{\max} \quad \text{dla} \quad Q = 0\\
&H = 0 \quad \text{dla} \quad Q = Q_{\max}\\
&H = H_N \quad \text{dla} \quad Q = Q_N\\
&\left(\frac{dH}{dQ}\right)_{Q=Q_N} = K_N \quad \text{dla} \quad Q = Q_N\\
&\left(\frac{dH}{dQ}\right)_{Q=0} = K_0 \quad \text{dla} \quad Q = 0
\end{aligned} \tag{9.20}$$



Rys. 9.7. Charakterystyka przepływu z uwzględnieniem danych wejściowych

Warunki te mogą być narzucone z góry lub ustalone w procesie projektowania i dostosowania do potrzeb odbiorcy. W rezultacie tak sprecyzowanych danych wyjściowych charakterystykę przepływu (rys. 9.7) można opisać wielomianem stopnia czwartego, w postaci:

$$H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 + a_3 Q^3 + a_4 Q^4 \tag{9.21}$$

gdzie współczynniki $a_0, +a_1 \ldots a_4$ wyznacza się w oparciu o związki (9.20) i (9.21).

9.3.2. Algorytm metody projektowania

Schematy blokowe dwóch etapów projektowania pomp promieniowych o żądanym kształcie charakterystyki przepływu przedstawiono na rys. 9.8 i 9.9.

ETAP I

DANE WEJŚCIOWE

H_{max}, Q_{max}, ρ

↓

Przyjąć k_H

↓

Wybór częstości obrotów n'

↓

$$D_2 = \frac{1}{\pi n'}\sqrt{g\frac{H_{max}}{k_H}}$$

↓

Założyć $\overline{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}\mu_2$

$\overline{b}_2 = (0{,}05 \div 0{,}12)$

↓

$$tg\beta_{2N} = \frac{Q_{max}}{\pi^2 D_2^3 n' b_2}$$

↓

Przyjąć k_{H_N}, k_{Q_N}

↓

$$H_N = k_{H_N} H_{max}$$

$$Q_N = k_{Q_N} Q_{max}$$

↓

Przyjąć η_h dla punktu N

↓

$$(H_u)_N = \frac{H_N}{(\eta_h)_N}$$

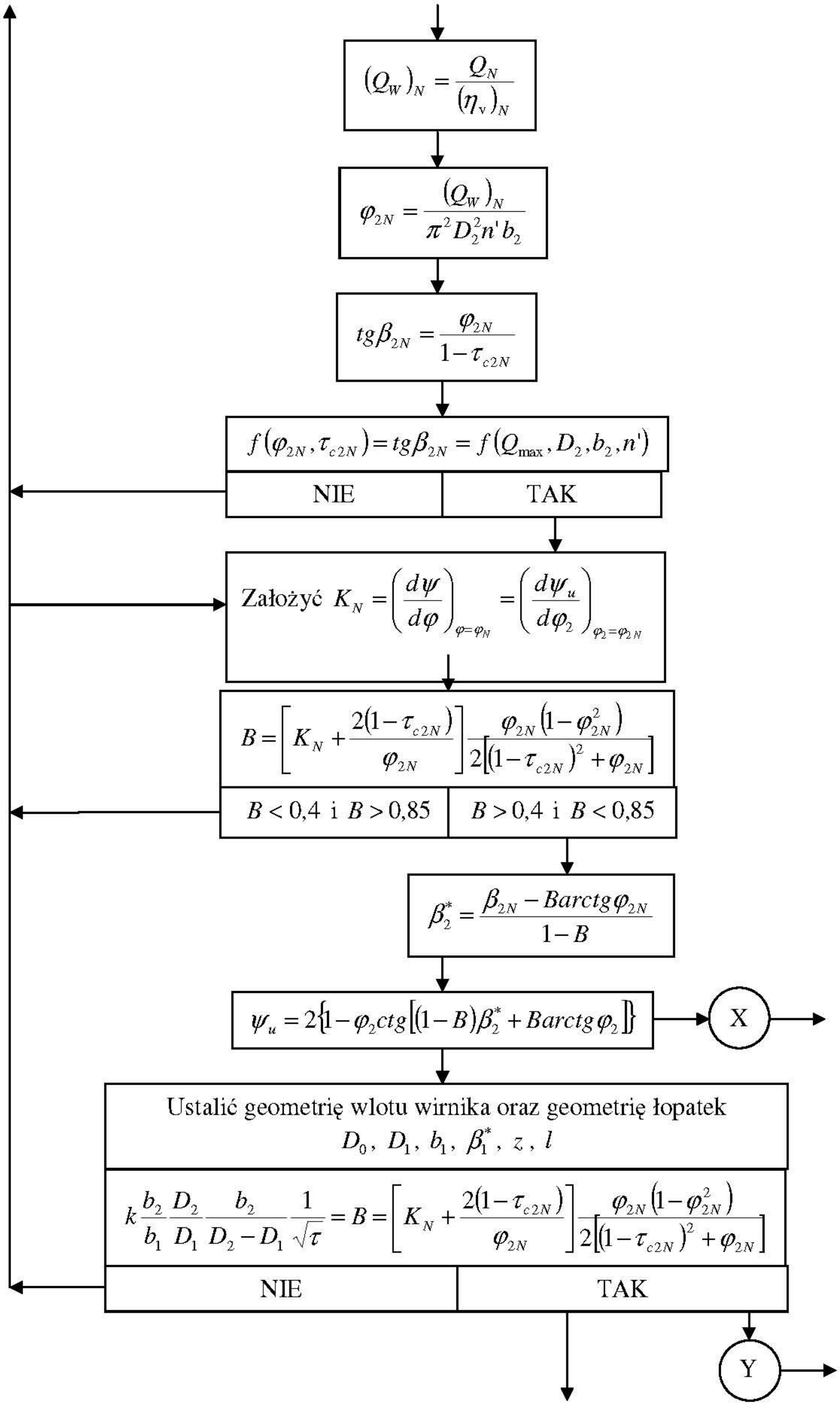
↓

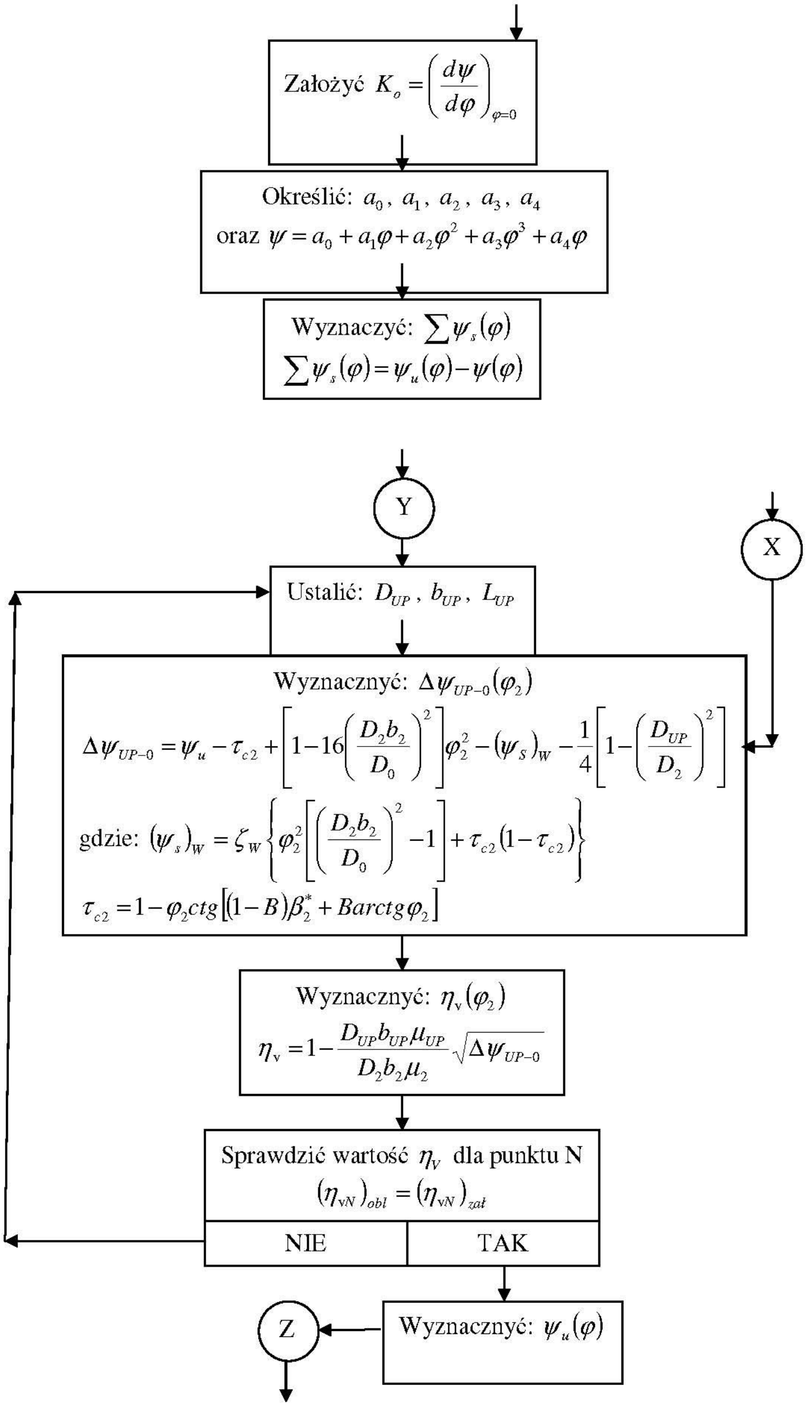
$$\tau_{c2N} = \frac{g(H_u)_N}{(n' D_2 n)^2}$$

↓

Przyjąć η_v dla punktu N

↓


$(Q_W)_N = \frac{Q_N}{(\eta_v)_N}$
$\varphi_{2N} = \frac{(Q_W)_N}{\pi^2 D_2^2 n' b_2}$
$tg\beta_{2N} = \frac{\varphi_{2N}}{1-\tau_{c2N}}$
$f(\varphi_{2N}, \tau_{c2N}) = tg\beta_{2N} = f(Q_{max}, D_2, b_2, n')$
NIE
TAK
Założyć $K_N = \left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{\varphi=\varphi_N} = \left(\frac{d\psi_u}{d\varphi_2}\right)_{\varphi_2=\varphi_{2N}}$
$B = \left[K_N + \frac{2(1-\tau_{c2N})}{\varphi_{2N}}\right]\frac{\varphi_{2N}(1-\varphi_{2N}^2)}{2[(1-\tau_{c2N})^2+\varphi_{2N}]}$
$B < 0{,}4$ i $B > 0{,}85$
$B > 0{,}4$ i $B < 0{,}85$
$\beta_2^* = \frac{\beta_{2N} - B arctg\varphi_{2N}}{1-B}$
$\psi_u = 2\{1-\varphi_2 ctg[(1-B)\beta_2^* + B arctg\varphi_2]\}$
X
Ustalić geometrię wlotu wirnika oraz geometrię łopatek
$D_0,\ D_1,\ b_1,\ \beta_1^*,\ z,\ l$
$k\frac{b_2}{b_1}\frac{D_2}{D_1}\frac{b_2}{D_2-D_1}\frac{1}{\sqrt{\tau}} = B = \left[K_N + \frac{2(1-\tau_{c2N})}{\varphi_{2N}}\right]\frac{\varphi_{2N}(1-\varphi_{2N}^2)}{2[(1-\tau_{c2N})^2+\varphi_{2N}]}$
NIE
TAK
Y



Rys. 9.8. Algorytm etapu I metody projektowania pompy o żądanym kształcie charakterystyki przepływu

ETAP II

Do etapu I

Dane: $\psi(\varphi)$, $\psi_u(\varphi)$, $\sum \psi_s(\varphi)$, $(\psi_s)_W(\varphi_2)$, $\eta_v(\varphi_2)$, geometria wirnika

Przedstawić charakterystykę $(\psi_s)_W(\varphi_2)$ w postaci $(\psi_s)_W(\varphi)$

Ustalić geometrię: sita wlotowego, kierownicy bezłopatkowej, kierownicy płaszcza wodnego i króćca tłocznego

Wyznaczyć charakterystykę $(\psi_s)_W(\varphi)$

$$(\psi_s)_{SW} = \zeta_{sW} 16 \left(\frac{D_2 b_2}{D_0} \right)^2 \varphi_2^2$$

Wyznaczyć charakterystykę $(\psi_S)_D(\varphi)$

$$(\psi_s)_D = \zeta_D \left\{ \left[1 - \left(\frac{D_2 b_2}{D_3 b_3} \right)^2 \right] \varphi^2 - \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \tau_{c2}^2 \right\}$$

gdzie: $\tau_{c2} = 1 - \varphi_2^2 ctg\left[(1-B)\beta_2^* + B arctg \varphi_2 \right]$

Wyznaczyć charakterystykę $(\psi_s)_K(\varphi)$

$$(\psi_s)_K = \zeta_K \left\{ \left[\left(\frac{D_2 b_2}{D_3 b_3} \right)^2 - \left(\frac{4 D_2 b_2}{D_{4Z}^2 - b_{4W}^2} \right)^2 \right] \varphi^2 + \tau_{c2}^2 \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right\}$$

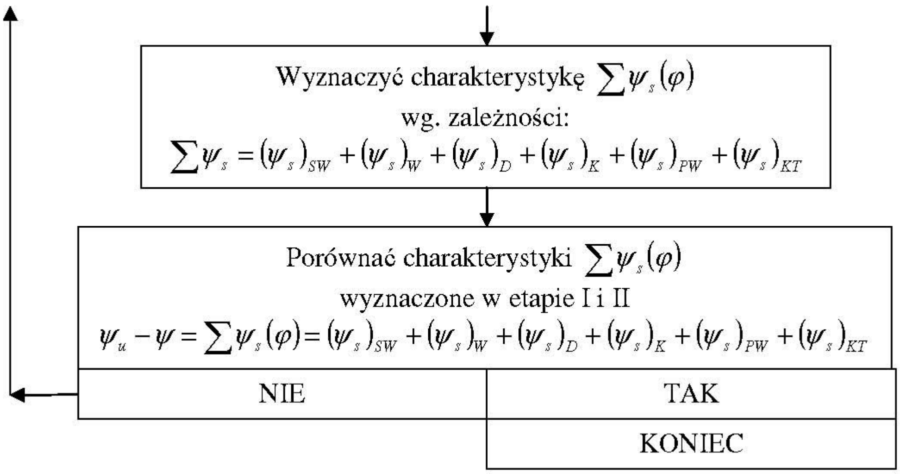
gdzie: $\tau_{c2} = 1 - \varphi_2 ctg\left[(1-B)\beta_2^* + B arctg \varphi_2 \right]$

Wyznaczyć charakterystykę $(\psi_s)_{PW}(\varphi)$

$$(\psi_s)_{PW} = \zeta_{PW} 16 \varphi^2 \left[\left(\frac{D_2 b_2}{D_{4Z}^2 - b_{4W}^2} \right)^2 - \left(\frac{D_2 b_2}{D_6^2} \right)^2 \right]$$

Wyznaczyć charakterystykę $(\psi_s)_{KT}(\varphi)$

$$(\psi_s)_{KT} = \zeta_{KT} 16 \left(\frac{D_2 b_2}{D_2^2} \right)^2 \varphi^2$$



Rys. 9.9. Algorytm etapu II metody projektowania pompy o żądanym kształcie charakterystyki przepływu

Przebiegi współczynników strat ζ_W, ζ_K, ζ_{PW}, ζ_{KT} w funkcji Q/Q_N zostały przedstawione na wykresie (rys. 7.2 do 7.7).

Współczynnik strat w sicie wlotowym ζ_{SW} w funkcji Q/Q_N został przedstawiony w [62].

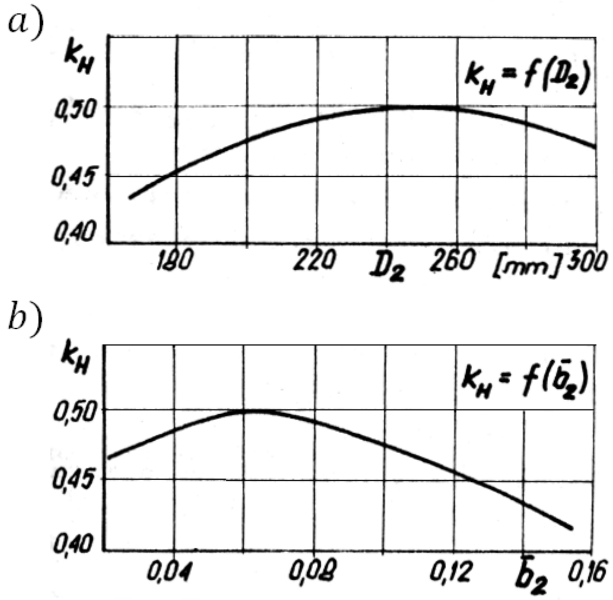
9.3.3. Wzory i zależności występujące w metodzie

W przedstawionych algorytmach (rys. 9.8 i 9.9) wykorzystano wzory i zależności nowe oraz z metody projektowania pomp odśrodkowych o nieprzeciążalnych charakterystykach poboru mocy.

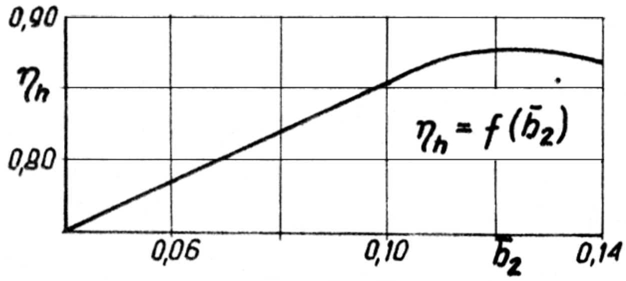
Poniżej omówiono nowe zależności użyte w schematach blokowych (rys. 9.8 i 9.9). W metodzie proponuje się wyznaczać współczynnik k_H z rys. 9.10.

Z analizy danych doświadczalnych wynika, że parametry punktu nominalnego pomp mieszczą się w pewnym określonym zakresie wielkości:

$$\begin{aligned} H_N &= (0{,}5 \div 0{,}9) H_{\max} \\ Q_N &= (0{,}5 \div 0{,}65) Q_{\max} \end{aligned} \tag{9.22}$$



Rys. 9.10. Współczynnik względnej wysokości podnoszenia w funkcji średnicy zewnętrznej koła wirnikowego D_2 i względnej szerokości wieńca $\bar{b}_2 = {}^{b_2}\!/_{D_2}$



Rys. 9.11. Maksymalna sprawność hydrauliczna pompy w funkcji względnej szerokości koła wirnikowego $\bar{b}_2 = {}^{b_2}\!/_{D_2}$

Pomiędzy realizowanymi parametrami H_N i Q_N punktu nominalnego i jego odpowiednikami na charakterystyce energii przekazanej istnieją związki:

$$\begin{aligned} H_N &= H_{uN}\eta_{hN} \\ Q_N &= Q_{WN}\eta_v \end{aligned} \tag{9.23}$$

Sprawność objętościowa jest przyjmowana z zakresu $\eta_v = 0{,}9 \div 0{,}98$ i musi być zrealizowana poprzez odpowiednie rozwiązanie konstrukcyjne uszczelnienia.

Potrzebną do obliczeń sprawność objętościową w (9.23) pompy określa zależność:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_W} = \frac{Q_W - \Delta Q}{Q_W} \tag{9.24}$$

gdzie: ΔQ - przeciek przez uszczelnienie przednie wirnika (rys. 9.13).

Strumień objętości cieczy przepływającej przez pojedyncze uszczelnienie wirnika oblicza się według wzoru:

$$\Delta Q = \pi \cdot D_{up} \cdot b_{up} \cdot \mu_{up} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{up}}{\rho}} \tag{9.25}$$

gdzie: D_{up} - średnica uszczelnienia,

b_{up} - szerokość szczeliny,

Δp_{up} - spadek ciśnienia w szczelinie uszczelnienia,

μ_{up} - współczynnik przepływu przez szczelinę uszczelnienia:

$$\mu_{up} = \frac{1}{\sqrt{1{,}5 + \lambda \cdot \dfrac{l_{up}}{2 \cdot b_{up}}}} \tag{9.26}$$

gdzie: l_{up} - długość uszczelnienia,

λ - współczynnik strat tarcia.

W rozważanym przypadku pomp, z pojedynczym uszczelnieniem przednim, spadek ciśnienia w szczelinie wynosi w przybliżeniu:

$$\Delta p_{up} = \Delta p_u - \frac{\rho}{2} \cdot \left(c_2^2 - c_0^2\right) - \left(\Delta p_s\right)_W - \frac{\rho \cdot k_c^2 \cdot \left(\pi \cdot n'\right)^2 \cdot \left(D_2^2 - D_{up}^2\right)}{2} \tag{9.27}$$

gdzie: Δp_u - przyrost ciśnienia równoważny teoretycznej wysokości podnoszenia,

$\left(\Delta p_s\right)_W$ - spadek ciśnienia spowodowany stratami hydraulicznymi w wirniku (4.48),

k_c - średni współczynnik wirowania cieczy w komorze wirnikowej,

n' - częstość obrotów, w [1/s],

c_0 - prędkość cieczy na wlocie do wirnika:

$$c_0 = \frac{Q_W}{A_0} = \frac{4 \cdot Q_W}{\pi \cdot D_0^2} \tag{9.28}$$

c_2 - bezwzględna prędkość cieczy na wylocie z wirnika wyrażona zależnością (7.10).

Równanie Eulera (2.13) dla $\alpha_1 = 90°$, po uwzględnieniu definicji wyróżników wydajności (2.2) i wysokości podnoszenia (2.1), przyjmuje postać (9.29):

$$\psi_u = 2(1 - \varphi_2 \cdot ctg\beta_2) \tag{9.29}$$

Wprowadzając powyższe związki do równania (9.27), uwzględniając wzór (3.3) oraz (2.2), (2.1) i zależność (9.29), otrzymuje się wzór na bezwymiarowy wskaźnik spadku ciśnienia w szczelinie uszczelnienia:

$$\Delta\psi_{up} = \psi_u - \left[1 - 16 \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_0^2}\right)^2\right]\varphi_2^2 + \tau_{c2}^2 - (\psi_s)_W - k_c^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{up}}{D_2}\right)^2\right] \tag{9.30}$$

gdzie: ψ_u - bezwymiarowy wskaźnik spiętrzenia równoważnego energii przekazanej cieczy, według (9.29),

τ_{c2} - bezwymiarowy wskaźnik składowej obwodowej prędkości bezwzględnej,

φ_2 - bezwymiarowy wskaźnik wydajności,

$(\psi_s)_W$ - bezwymiarowy wskaźnik strat hydraulicznych wirnika, wyznaczony wzorem (7.6).

Zależność (9.29) wynika z równania Eulera (2.13) dla $\alpha_1 = 90°$.

Uwzględniając we wzorze (9.25) wyróżniki ψ i φ, otrzymuje się równanie określające bezwymiarowy wskaźnik przecieków przez uszczelnienie wirnika:

$$\Delta\varphi_{up} = \frac{D_{up} \cdot b_{up} \cdot \mu_{up}}{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \cdot \sqrt{\Delta\psi_{up}} \tag{9.31}$$

Podobnie sprawność objętościową wyrażoną wzorem (9.24) można przedstawić zależnością w postaci:

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta\varphi_{up}}{\varphi_2} \tag{9.32}$$

która po uwzględnieniu (9.31) przyjmuje postać:

$$\eta_v = 1 - \frac{D_{up} \cdot b_{up} \cdot \mu_{up}}{\varphi_2 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \cdot \sqrt{\Delta \psi_{up}} \tag{9.33}$$

Powyższy związek określa charakterystykę sprawności objętościowej $\eta_v(\varphi_2)$ w zależności od parametrów konstrukcyjnych i hydraulicznych wirnika oraz jego uszczelnienia.

Natomiast sprawność hydrauliczna η_{hN} wyznaczona z równania (9.23) po obliczeniu energii przekazanej:

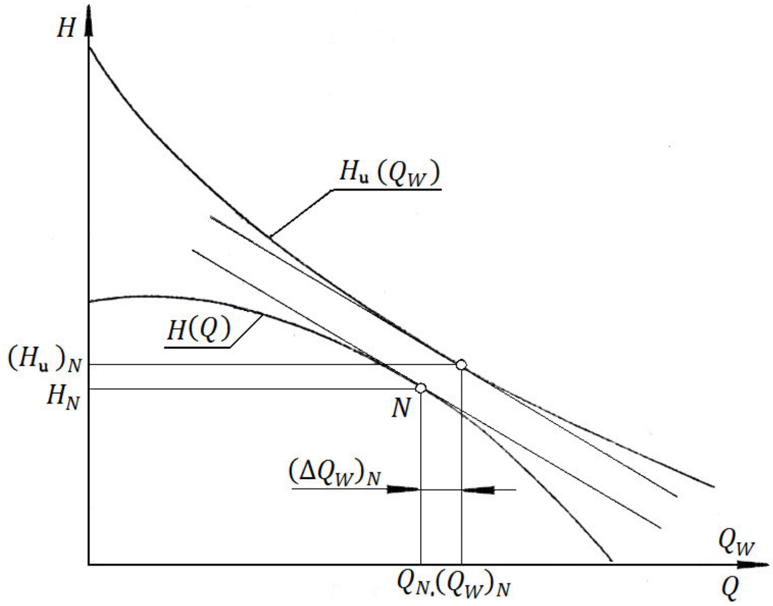
$$H_{uN} = \frac{1}{g} u_2 (c_{2u})_N = \frac{1}{g} (\pi D_2 n)^2 \left(1 - \frac{Q_{WN}}{\pi^2 D_2^2 b_2 n} ctg \beta_{2N} \right) \tag{9.34}$$

powinna być zgodna z ustaloną na podstawie rys. 9.11.

W punkcie nominalnym sumaryczne straty przepływowe osiągają wartość minimalną. Oznacza to, że:

$$\left(\frac{dH}{dQ} \right)_{Q=Q_N} = \left(\frac{dH_u}{dQ_W} \right)_{Q_W = Q_{WN}} \tag{9.35}$$

Graficzną ilustrację zależności (9.35) przedstawiono na rys. 9.12.



Rys. 9.12. Charakterystyka teoretycznej wysokości podnoszenia $H_u(Q)$ oraz rzeczywistej $H(Q)$ - graficzna ilustracja warunku minimalnych strat hydraulicznych (9.35)

Wykorzystując bezwymiarowe wskaźniki spiętrzenia i przepływu:

$$\psi = \frac{2gH}{(\pi D_2 n')^2}$$

$$\varphi = \frac{Q}{\pi^2 D_2^2 b_2 n'}$$

zależność (9.35) można zapisać nastepująco:

$$\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{\varphi=\varphi_N} = \left(\frac{d\psi_u}{d\varphi_w}\right)_{\varphi_2=\varphi_{2N}} \tag{9.36}$$

Zgodnie z (4.46) kąt spływu cieczy z łopatki zmienia się wraz z ilością cieczy przepływającej przez wieniec:

$$\beta_2 = (1-B)\beta_2^* + Barctg\varphi_2$$

Bezwymiarowa charakterystyka energii przekazanej cieczy określona jest równaniem (4.47):

$$\psi_u = 2\{1 - \varphi_2 ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg\varphi_2]\}$$

Różniczkując (4.47) względem φ_2 oraz wykorzystując zależności trygonometryczne wynikające z wylotowego trójkąta prędkości, otrzymuje się:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi_2} = K = -2\left\{\frac{1-\tau_{c2}}{\varphi_2} - \left[\left(\frac{1-\tau_{c2}}{\varphi_2}\right)^2 + 1\right]\frac{B\varphi_{2N}}{1+\varphi_2^2}\right\} \tag{9.37}$$

Stąd dla znanych parametrów φ_2, $\tau_{c2} = {c_{2u}}/{u_2}$, K_N punktu nominalnego wyznacza się wyróżnik kształtu B:

$$B = \left[K_N + \frac{2(1-\tau_{c2N})}{\varphi_{2N}}\right]\frac{\varphi_{2N}(1-\varphi_{2N}^2)}{2[(1-\tau_{c2N})^2 + \varphi_{2N}^2]} \tag{9.38}$$

umożliwiający określenie wylotowego kąta konstrukcyjnego łopatki:

$$\beta_2^* = \frac{\beta_{2N} - Barctg\varphi_{2N}}{1-B} \tag{9.39}$$

Parametry geometryczne wlotu D_1, b_1, β_1^*, jak i inne wielkości konstrukcyjne wirnika proponuje się określać według ogólnie przyjętych w literaturze zasad z zastrzeżeniem, że wartość wyróżnika B określona w funkcji parametrów hydraulicznych punktu nominalnego (9.38) musi być równa jego wartości wynikającej z funkcji parametrów konstrukcyjnych (4.42).

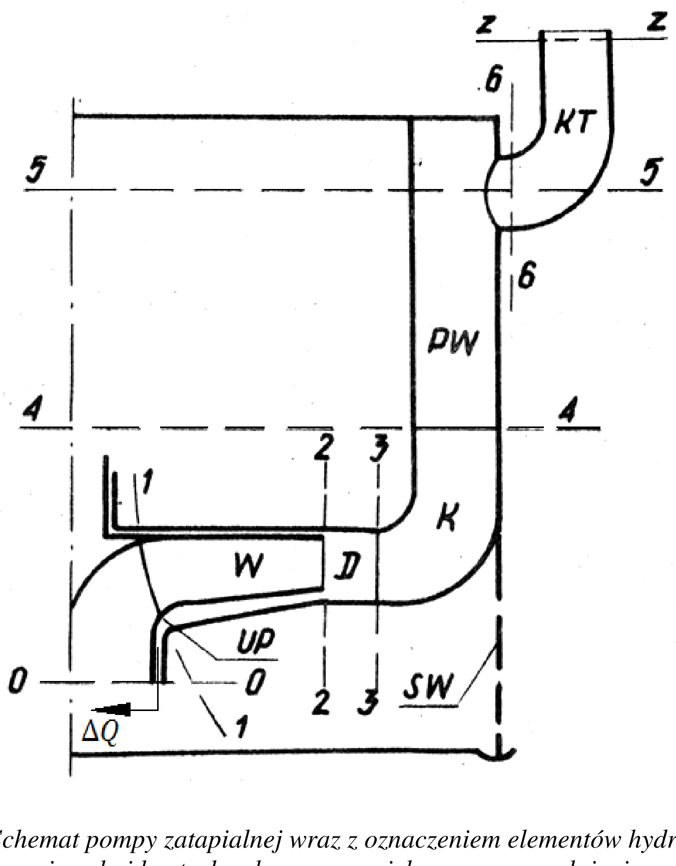
Kolejną wielkością mającą wpływ na kształt charakterystyki przepływowej jest pochodna:

$$\left(\frac{dH}{dQ}\right)_{Q=0} = K_0 \tag{9.40}$$

określająca stateczność krzywej. Przyjęto ustalać ją w oparciu o wymaganą stromość $\Delta\psi / \Delta\varphi$ w pobliżu zerowej wydajności:

$$K_0 = tg\left(180° - arctg\frac{\Delta\psi}{\Delta\varphi}\right) \tag{9.41}$$

i realizować poprzez dobór parametrów mających wpływ na sumaryczne straty hydrauliczne w pompie.



Rys. 9.13. Schemat pompy zatapialnej wraz z oznaczeniem elementów hydraulicznych i jego powierzchni kontrolnych oraz przecieku przez uszczelnienie przednie

Warunki wyjściowe określające charakterystykę przepływową $H(Q)$ umożliwiają więc wyznaczenie geometrii wirnika, a tym samym charakterystykę energii przekazanej cieczy $H_u(Q)$. Różnica tych charakterystyk przy znanej sprawności objętościowej pozwala wyznaczyć krzywą sumarycznych strat przepływowych:

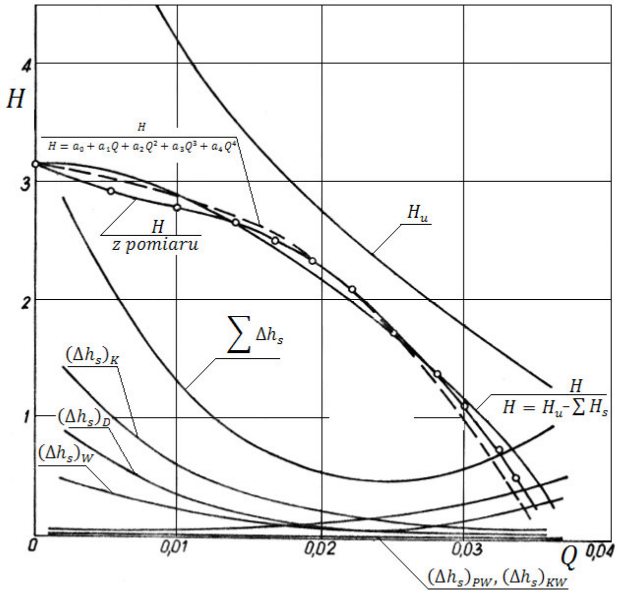
$$\sum \Delta h_S(Q) = H_u(Q) - H(Q) \tag{9.42}$$

która musi być zbilansowana z wielkością strat w poszczególnych elementach hydraulicznych pompy.

Zgodnie z rys. 9.14:

$$\sum \Delta h_\mathrm{s} = (\Delta h_\mathrm{s})_\mathrm{w} + (\Delta h_\mathrm{s})_\mathrm{D} + (\Delta h_\mathrm{s})_\mathrm{K} + (\Delta h_\mathrm{s})_\mathrm{Pw} + (\Delta h_\mathrm{s})_\mathrm{KT}$$

Suma tych strat wyrażona w postaci równoważnej wysokości przy odpowiednich wydajnościach powinna być zgodna z wartością wynikającą z (9.42).



Rys. 9.14. Współzależność charakterystyk przepływu przez wirnik $H_u(Q)$ z charakterystykami przepływu przez pompę sumarycznych strat $\sum \Delta h_\mathrm{s}$ i strat w poszczególnych elementach układu hydraulicznego

Zależności określające wartości strat w elementach układu hydraulicznego (rys. 9.13) zostały przedstawione w rozdziale 7.

9.4. Metoda projektowania pomp spełniających specjalne wymagania eksploatacyjno-ruchowe z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych

9.4.1. Wprowadzenie

Metoda umożliwia wyznaczenie parametrów hydraulicznych i geometrycznych kanałów przepływowych pomp, od których wymaga się jednoczesnej realizacji żadanego kształtu charakterystyki przepływu i poboru mocy. Spełnienie takich warunków wymaga również od pomp bezkawitacyjnej pracy w całym zakresie zmian wydajności.

W metodzie tej proces projektowania jest realizowany według następujących etapów:

- wyznaczenie głównych wymiarów kanałów hydraulicznych metodą opartą na jednowymiarowym modelu przepływu, zawierającą nowe i udoskonalone związki empiryczne wiążące parametry konstrukcyjne z kształtem charakterystyki przepływu i poboru mocy,
- analiza struktury przepływu cieczy przez elementy układu hydraulicznego pompy numerycznymi metodami obliczania przepływów trójwymiarowych,
- określenie charakterystyk przepływowo-energetycznych pomp i ich elementów układu hydraulicznego.

Do oceny jakościowej projektowanych wariantów geometrii układów hydraulicznych pomp wykorzystuje się wyniki obliczeń parametrów lokalnych (ciśnień i prędkości) przepływającej cieczy.

9.4.2. Algorytm metody projektowania

Algorytm etapów metody projektowania został przedstawiony na rys. 9.15.

Etap I

Faza I

DANE WEJŚCIOWE

$\psi = a_0 + a_1\varphi + a_2\varphi^2 + a_3\varphi^3 + a_4\varphi^4$

$\rho,\ n' = n_{SE}'$

Wyznaczyć K_0 z równania (9.45) $K_0 < 0$

Wyznaczyć ψ_{max} z równania (9.45) $\psi_{max} = a_0$

$$k_H = \frac{1}{2}\psi_{max} = \frac{1}{2}a_0$$

D_2

Wykres $k_H\,(D_2)$

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n'$$

b_2

Wykres $k_H\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$

Wyznaczyć φ_{max} z równania (9.45)

$$\beta_{2N} = \mathrm{arc}\ tg\ \varphi_{max}$$

4 3

Założyć φ_{2M}

$$\frac{tg\ \beta_{2N}}{2} \le \varphi_{2M} \le tg\ \beta_{2N}$$

$$\tau_{c2M} = \frac{tg\ \beta_{2N}}{4 \cdot \varphi_{2M}}$$

$$B=\frac{\left(1+\varphi_{2M}^{2}\right)\left(1-\tau_{c2M}\right)}{\varphi_{2M}^{2}+\left(1-\tau_{c2M}\right)^{2}}$$

$$\beta_{2M}=\mathrm{arc\ tg}\,\frac{\varphi_{2M}}{1-\tau_{c2M}}$$

$$\beta_{2}^{*}=\frac{\beta_{2M}-B\cdot\mathrm{arc\ tg}\ \varphi_{2M}}{1-B}$$

$$\overline{P}_{uM}=2\cdot\varphi_{2M}\cdot\tau_{c2M}$$

Wyznaczyć $\overline{P}_{m}$

$$\overline{P}_{b}=\zeta_{t}\cdot\overline{P}$$

$$\overline{P}_{M}=\overline{P}_{uM}+\overline{P}_{b}+\overline{P}_{m}$$

$$\varphi_{2N}=\frac{tg\ \beta_{2N}-tg\left[(1-B)\ \beta_{2}^{*}\right]}{B\left\{1+tg\ \beta_{2N}\cdot tg\left[(1-B)\ \beta_{2}^{*}\right]\right\}}$$

$$\tau_{c2N}=1-\varphi_{2N}\cdot ctg\left[(1-B)\ \beta_{2}^{*}+B\cdot\mathrm{arc}\ tg\,\varphi_{2N}\right]$$

$$\psi_{uN}=2\left\{1-\varphi_{2N}\cdot tg\left[(1-B)\ \beta_{2}^{*}+B\cdot\mathrm{arc}\ tg\,\varphi_{2N}\right]\right\}$$

2

Przyjąć $k_{Q_N}=\left(0{,}6\div0{,}7\right)\varphi_{max}$

$$\varphi_{N}=k_{Q_N}\cdot\varphi_{max}$$

$$\left(\eta_{v}\right)_{N}=\frac{\varphi_{N}}{\varphi_{2N}}$$

$$D_{1}=\frac{c_{D}}{\pi\cdot n'}$$

ZAŁOŻYĆ LICZBĘ ŁOPATEK
z

ZAŁOŻYĆ GRUBOŚĆ ŁOPATKI
s_2

$$\mu_2 = 1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2^*}$$

$$b_1^{'} = \frac{\varphi_{\max} u_1^2}{\mu_1 c_R}$$

$$\varphi_{1N} = 1 - \frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2 \cdot \varphi_{2N}}{D_1 \cdot b_1'}$$

$$(\beta_1)_N = \operatorname{arc} tg \frac{\varphi_{1N}}{\vartheta_{u1}}$$

$$\beta_1^* = \beta_{1N} + \delta_{1N}$$

ZAŁOŻYĆ GRUBOŚĆ ŁOPATKI
s_1

$$\mu_1 = 1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1^*}$$

$$b_1 = \frac{b_1'}{\mu_1}$$

$$\tau = \left(\frac{k}{B} \cdot \frac{b_2 \cdot D_2}{b_1 \cdot D_1} \cdot \frac{b_2}{D_2 - D_1} \right)^2$$

$$t_{śr} = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2 \cdot z} - \left(\frac{s_1}{\sin \beta_1^*} + \frac{s_2}{\sin \beta_2^*} \right)$$

$$l = t_{śr} \cdot \tau$$

Realizacja zarysu szkieletowej łopatki metodą punktową

$$\varphi_0 = (0.85 \div 1.0)\,\varphi_1$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2 \cdot \varphi_{2N}}{\varphi_0}}$$

$$A_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2$$

$$P_M = \overline{P}_M \cdot \tfrac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_2 \cdot u_2^3$$

Dobrać silnik napędowy dla wyznaczonej mocy P_M i przyjętych częstość obrotów *n'*

1

Założyć wymiary uszczelnienia D_{up}, b_{up}, l_{up}

Wyznaczyć charakterystykę $\psi_u(\varphi_2)$

$$\psi_u = 2 \cdot \left\{1 - \varphi_2 \cdot ctg\left[(1-B) \cdot \beta_2^* + B \cdot \text{arc tg}\varphi_2\right]\right\}$$

Wyznaczyć $(\psi_s)_w(\varphi_2)$

$$(\psi_s)_W = \zeta_W \cdot \left\{ \varphi_2^2 \cdot \left[\left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_1 \cdot b_1 \cdot \mu_1} \right)^2 - 1 \right] + \tau_{c2} \cdot (2 - \tau_{c2}) \right\}$$

gdzie $\tau_{c2} = 1 - \varphi_2 \cdot ctg\left[(1-B) \cdot \beta_2^* + B \cdot \text{arc tg}\varphi_2\right]$

1

Wyznaczyć $\Delta\psi_{up}(\varphi_2)$

$$\Delta\psi_{up}=\psi_{u}-\left[1-16\cdot\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_0^2}\right)^2\right]\cdot\varphi_2^2+\tau_{c2}^2-(\psi_{s})_{W}-k_{c}^2\cdot\left[1-\left(\frac{D_{up}}{D_2}\right)^2\right]$$

Wyznaczyć $\eta_{v}(\varphi_2)$

$$\eta_{v}^{*}(\varphi_2)=1-\frac{D_{up}\cdot b_{up}\cdot\mu_{up}}{\varphi_2\cdot D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}\sqrt{\Delta\psi_{up}}$$

$$\mu_{up}=\frac{1}{\sqrt{1{,}5+\lambda\cdot\dfrac{l_{up}}{2\cdot b_{up}}}}$$

Sprawdzić η_{v} dla punktu N	
$(\eta_{v}^{*})_{N}\neq(\eta_{v})_{N}$	$(\eta_{v}^{*})_{N}=(\eta_{v})_{N}$

Wyznaczyć ψ_{N} z równania (9.45)

$$(\eta_{h})_{N}=\frac{\psi_{N}}{\psi_{uN}}$$

3 2

$$K_{N}'=-2\left\{\frac{1-\tau_{c2N}}{\varphi_{2N}}-\left[\left(\frac{1-\tau_{c2N}}{\varphi_{2N}}\right)^2+1\right]\cdot\frac{B\cdot\varphi_{2N}}{1+\varphi_{2N}^2}\right\}$$

Wyznaczyć K_{N} z równania (9.45)

$$\left(\frac{d\psi_{u}}{\mathrm{d}\varphi_2}\right)_{\varphi_2=\varphi_{2N}}=\frac{(\eta_{v})_{N}}{(\eta_{h})_{N}}\cdot\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{\varphi=\varphi_{N}}$$

$K_{N}'\neq\dfrac{(\eta_{v})_{N}}{(\eta_{h})_{N}}\cdot K$	$K_{N}'=\dfrac{(\eta_{v})_{N}}{(\eta_{h})_{N}}\cdot K$

Przedstawić charakterystykę $\psi_{\mathrm{u}}(\varphi)$

Przedstawić $(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{W}}(\varphi)$

Wyznaczyć $\sum \psi_{\mathrm{s}}(\varphi)$

$$\sum \psi_{\mathrm{s}}(\varphi) = \psi_{\mathrm{u}}(\varphi) - \psi(\varphi)$$

Faza II

DANE WEJŚCIOWE

$\psi(\varphi)$, $\psi_{\mathrm{u}}(\varphi)$, $\psi_{\mathrm{u}}(\varphi)$, $\sum \psi_{\mathrm{s}}(\varphi)$,

$(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{W}}(\varphi)$, $\eta_{\mathrm{v}}(\varphi)$,

Geometria i parametry hydrauliczne

Ustalić geometrię nieruchomych elementów pompy w rozwiązaniu z kierownicą

Dyfuzor bezłopatkowy

Wyznaczyć $(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{D}}(\varphi)$

$$(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{D}} = \zeta_{\mathrm{D}} \cdot \left\{ \left[1 - \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3} \right)^2 \cdot \eta_{\mathrm{v}}^2 \right] \cdot \varphi_2^2 + \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \cdot \tau_{\mathrm{c2}}^2 \right\}$$

$$\tau_{\mathrm{c2}} = 1 - \varphi_2 \cdot ctg \left[(1 - B) \cdot \beta_2^* + B \cdot \mathrm{arc\ tg} \varphi_2 \right]$$

Kierownica: wyznaczyć $(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{K}}(\varphi)$

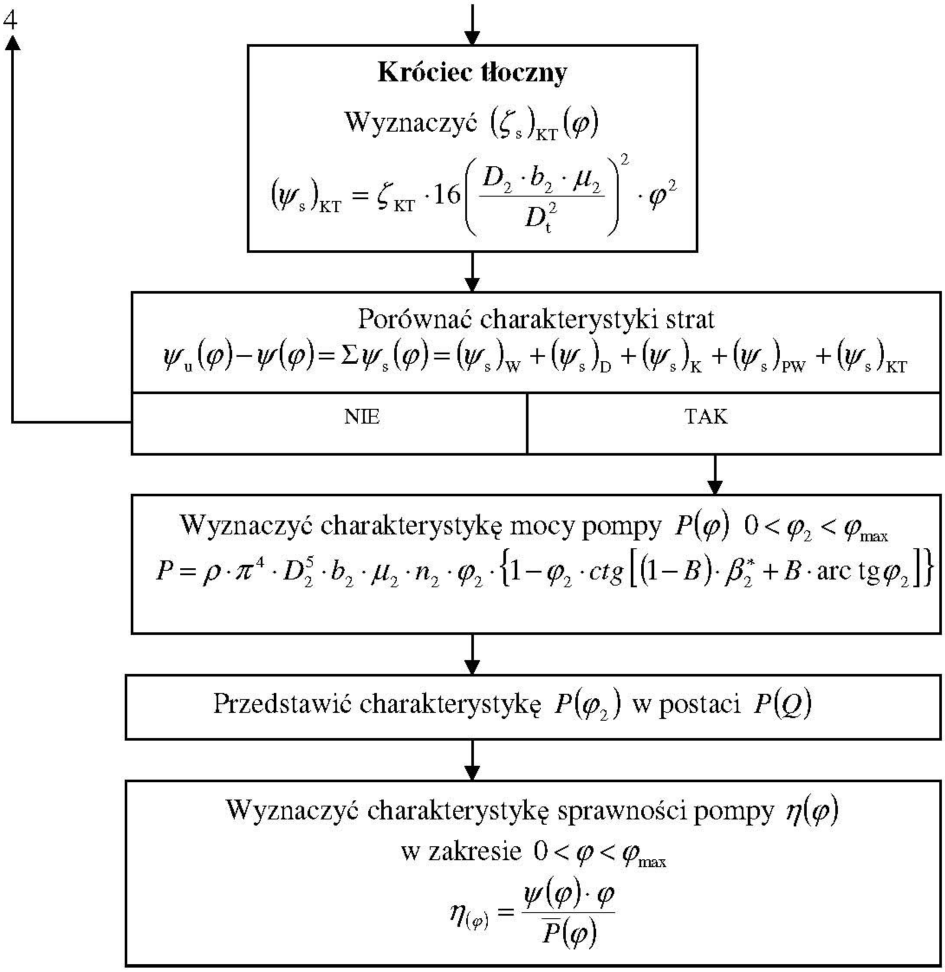
$$(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{K}} = \zeta_{\mathrm{K}} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_3 \cdot b_3 \cdot \mu_3} \right)^2 - \left(\frac{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{\left(D_{4\mathrm{z}}^2 - D_{4\mathrm{w}}^2 \right) \cdot \mu_4} \right)^2 \right] \cdot \varphi^2 + \tau_{\mathrm{c2}}^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right\}$$

$$\tau_{\mathrm{c2}} = 1 - \varphi_2 \cdot ctg \left[(1 - B) \cdot \beta_2^* + B \cdot \mathrm{arc\ tg} \varphi_2 \right]$$

Płaszcz wodny

Wyznaczyć $(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}}(\varphi)$

$$(\psi_{\mathrm{s}})_{\mathrm{PW}} = \zeta_{\mathrm{PW}} \cdot 16 \left[\left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{\left(D_{4\mathrm{z}}^2 - D_{4\mathrm{w}}^2 \right) \cdot \mu_4} \right)^2 - \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_5^2} \right)^2 \right] \cdot \varphi^2$$



Rys. 9.15. Algorytm etapów metody projektowania pomp spełniających specjalne wymagania eksploatacyjno-ruchowe z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych

9.4.3. Wzory i zależności zastosowane w metodzie

Związki użyte w algorytmie metody dotyczą:

- charakterystyki przepływu opisanej wielomianem 4 stopnia,
- nieprzeciążalnej charakterystyki poboru mocy przez pompę,
- warunków bezkawitacyjnej pracy pompy w całym zakresie zmian wydajności,
- bezwymiarowych wskaźników strat hydraulicznych w poszczególnych elementach układu przepływowego pompy.

W algorytmie metody (rys. 9.15) wykorzystano wzory ogólnie znane z teorii maszyn przepływowych oraz formuły uwzględniające współzależność warunków określających kształt charakterystyki przepływu, poboru mocy i bezkawitacyjnej pracy pompy z parametrami konstrukcyjnymi oraz hydraulicznymi.

Od pomp przeznaczonych do pracy w różnych warunkach zainstalowania wymaga się, aby miały:

- stateczną charakterystykę przepływu spełniającą warunek $\frac{d\psi}{d\varphi} < 0$ dla $0 \le \varphi \le \varphi_{\max}$,
- charakterystykę poboru mocy spełniającą warunki $\frac{d\overline{P}}{d\varphi} = 0$, $\overline{P}(\varphi) \le \overline{P}_{SE}$ w przedziale $0 \le \varphi \le \varphi_{\max}$

oraz charakteryzowały się bezkawitacyjną pracą w całym zakresie zmian wydajności.

Warunki określające kształt charakterystyki przepływu $\psi(\varphi)$

Na podstawie wyników badań doświadczalnych przedstawionych w pracy [12], [62] ustalono, że charakterystykę przepływu pomp o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 60$ najlepiej opisuje wielomian czwartego stopnia:

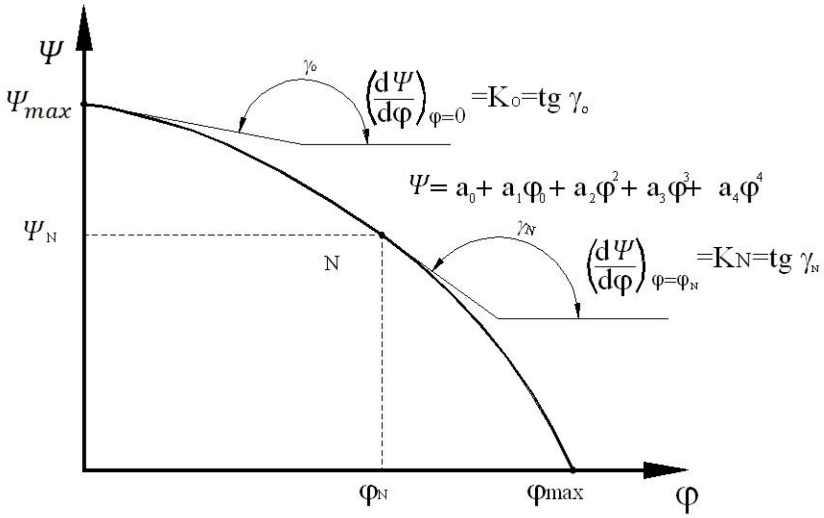
$$\psi = a_0 + a_1\varphi + a_2\varphi^2 + a_3\varphi^3 + a_4\varphi^4 \tag{9.43}$$

gdzie: $a_0 \div a_4$ - stałe związane z kształtem charakterystyki przepływu.

Przyjęto, że do określenia kształtu charakterystyki przepływu opisanej wielomianem czwartego stopnia (9.43) wystarczające są następujące warunki:

$$\left.\begin{aligned}
&\psi = \psi_{\max} \quad \text{dla} \quad \varphi = 0 \\
&\psi = 0 \quad \text{dla} \quad \varphi = \varphi_{\max} \\
&\psi = \psi_{N} \quad \text{dla} \quad \varphi = \varphi_{N} \\
&\text{z ustalonego przedziału } 0{,}6\,\varphi_{\max} < \varphi_{N} < 0{,}7\,\varphi_{\max} \\
&\frac{d\psi}{d\varphi} = K_{N} \quad \text{dla} \quad \varphi = \varphi_{N} \\
&\frac{d\psi}{d\varphi} = K_{0} < 0 \quad \text{dla} \quad \varphi = 0
\end{aligned}\right\} \qquad (9.44)$$

Graficznie warunki (9.44) przedstawiono na rys. 9.16.



Rys. 9.16. Warunki opisujące charakterystykę przepływu pompy $\psi(\varphi)$

Dla wariantu, w którym danymi wejściowymi do projektowania są wartości pięciu współczynników $a_0 \div a_4$ wielomianu opisującego charakterystykę przepływu, można zapisać następujące równania:

$$\left.\begin{aligned}
\psi_{\max} &= a_0 + a_1 \cdot 0 + a_2 \cdot 0 + a_3 \cdot 0 + a_4 \cdot 0 \\
0 &= a_0 + a_1 \cdot \varphi_{\max} + a_2 \cdot \varphi_{\max}^2 + a_3 \cdot \varphi_{\max}^3 + a_4 \cdot \varphi_{\max}^4 \\
\psi_{\mathrm{N}} &= a_0 + a_1 \cdot \varphi_{\mathrm{N}} + a_2 \cdot \varphi_{\mathrm{N}}^2 + a_3 \cdot \varphi_{\mathrm{N}}^3 + a_4 \cdot \varphi_{\mathrm{N}}^4 \\
K_{\mathrm{N}} &= a_1 + 2a_2 \cdot \varphi_{\mathrm{N}} + 3a_3 \cdot \varphi_{\mathrm{N}}^2 + 4a_4 \cdot \varphi_{\mathrm{N}}^3 \\
K_0 &= a_1 + 2a_2 \cdot 0 + 3a_3 \cdot 0 + 4a_4 \cdot 0
\end{aligned}\right\} \tag{9.45}$$

Zależności między warunkami (9.44) a współczynnikami wielomianu $a_0 \div a_4$ przedstawiono w postaci równań (9.46). Dla znanych wartości $\psi_{\max}$, K_0, ψ_N, φ_{N}, K_{N}, $\varphi_{\max}$ równania te umożliwiają wyznaczenie wartości współczynników równania charakterystyki przepływu (9.43) [12]:

$$a_0 = \psi_{\max}$$

$$a_1 = K_0$$

$$\begin{aligned}
a_2 = &-3\frac{1}{\varphi_N^2}\left(\psi_{\max} - \psi_N\right) - \frac{1}{\varphi_N}\left(K_N - K_0\right) - \frac{1}{\varphi_N}K_0 + \\
&+ \frac{\varphi_N^2}{\varphi_{\max}^2\left(\varphi_N - \varphi_{\max}\right)^2}\left\{\begin{aligned}
&\frac{\varphi_{\max}^2}{\varphi_N^2}\left(\psi_{\max} - \psi_N\right)\left(3 - 2\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\right) - \psi_{\max} + \\
&- \frac{\varphi_{\max}^2}{\varphi_N^2}\left(K_N - K_0\right)\left(1 - \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\right) + \varphi_{\max}\left[\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\left(3 - 2\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\right) - 1\right]K_0
\end{aligned}\right\}
\end{aligned}$$

(9.46)

$$\begin{aligned}
a_3 = &\,2\frac{1}{\varphi_N^3}\left(\psi_{\max} - \psi_N\right) - \frac{1}{\varphi_N^2}\left(K_N - K_0\right) - \frac{2\varphi_N}{\varphi_{\max}^2\left(\varphi_N - \varphi_{\max}\right)^2} \cdot \\
&\cdot \left\{\begin{aligned}
&\frac{\varphi_{\max}^2}{\varphi_N^2}\left(\psi_{\max} - \psi_N\right)\left(3 - 2\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\right) - \psi_{\max} + \\
&- \frac{\varphi_{\max}^2}{\varphi_N^2}\left(K_N - K_0\right)\left(1 - \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\right) + \varphi_{\max}\left[\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\left(3 - 2\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N}\right) - 1\right]K_0
\end{aligned}\right\}
\end{aligned}$$

$$a_4 = \frac{1}{\varphi_{\max}^2 (\varphi_N - \varphi_{\max})^2} \cdot$$

$$\cdot \left\{ \begin{aligned} & \frac{\varphi_{\max}^2}{\varphi_N^2} (\psi_{\max} - \psi_N) \left(3 - 2 \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N} \right) - \psi_{\max} + \\ & - \frac{\varphi_{\max}^2}{\varphi_N^2} (K_N - K_0) \left(1 - \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N} \right) + \varphi_{\max} \left[\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N} \left(3 - 2 \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_N} \right) - 1 \right] K_0 \end{aligned} \right\}$$

Warunki określające kształt nieprzeciążanej charakterystyki poboru mocy przez pompę

Bezwymiarowe równanie charakterystyki poboru mocy przez pompę ma postać:

$$\overline{P} = \overline{P}_u + \overline{P}_t + \overline{P}_m \tag{9.47}$$

można je też zapisać w formie:

$$\overline{P} = [\psi_u(\varphi_2)]\varphi_2 + \overline{P}_u + \overline{P}_m \tag{9.48}$$

Uwzgledniając rówanie (9.48) i zależność opisującą nieprzeciążaną charakterystykę poboru mocy przez pompę:

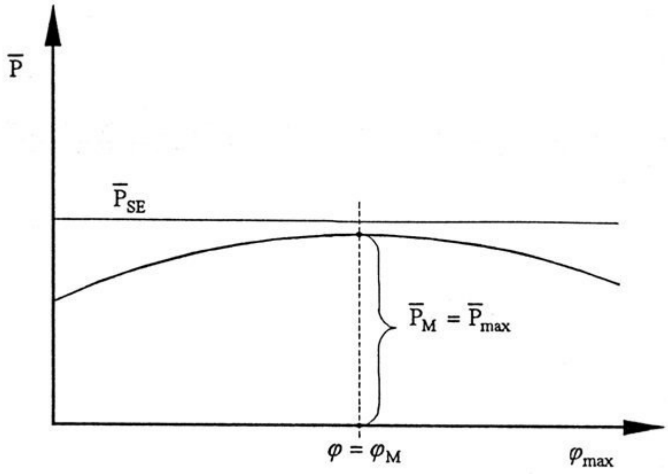
$$\left. \begin{aligned} & \left(\frac{d\overline{P}}{d\varphi} \right)_{\varphi = \varphi_M} = 0 \\ & \left[\overline{P}(\varphi) \right]_{\max} \le \overline{P}_{SE} \end{aligned} \right\} \text{ i} \tag{9.49}$$

otrzymuje się wzór:

$$\frac{d\overline{P}}{d\varphi_2} = \left(\frac{d[(\psi_u(\varphi_2)\varphi_2)]}{d\varphi_2} \right)_{\varphi_2 = \varphi_{2M}} = 0 \tag{9.50}$$

Warunek $\dfrac{d\overline{P}}{d\varphi_2} = 0$ jest równoważny warunkowi $\dfrac{d\overline{P}}{d\varphi} = 0$.

Graficzną ilustrację rówania (9.48) przedstawiono na rys. 9.17.



Rys. 9.17. Nieprzeciążalna charakterystyka poboru mocy na wale pompy

Warunki określające bezkawitacyjną pracę pompy

Analizowane pompy powinny cechować się również bezkawitacyjną pracą w całym zakresie zmian wydajności $(0 < \varphi < \varphi_{max})$. Głównymi parametrami decydującymi o kawitacji w wirniku jest średnica wlotu na wieniec łopatkowy D_1 i szerokość wieńca łopatkowego b_1.

W rozdziale 4.1 podano wyprowadzenie poniższej zależności:

$$D_{1gr} = \frac{c_D}{\pi n'}$$

$$b_1 = \frac{\varphi_{max} u_1^2}{\mu_1 c_B} \tag{9.51}$$

gdzie: $c_D = 12{,}93\left[\frac{m}{s}\right]$, $c_b = 68{,}63\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$ - stałe współczynniki.

Warunek bezkawitacyjnej pracy pompy w całym zakresie zmian wydajności jest następujący:

$$D_1 \le D_{1gr}$$

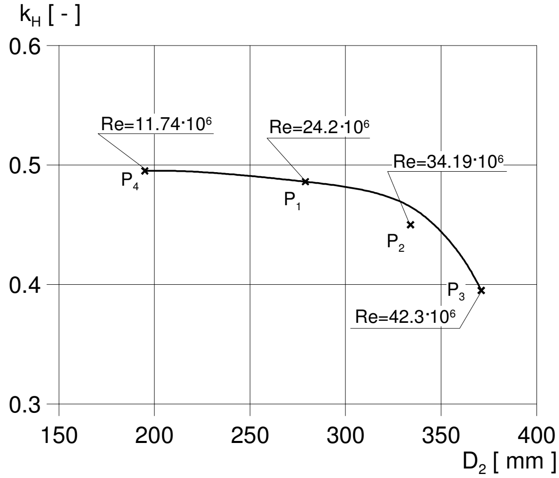
$$b_1 \ge b_{1gr} \tag{9.52}$$

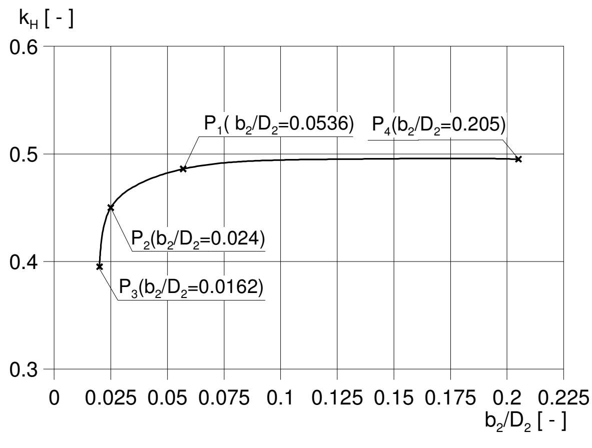
Bezwymiarowy wyróżnik wysokości podnoszenia $\psi_{\max}$ dla $\varphi = 0$

Zgodnie z rys. 9.16 maksymalna wartość bezwymiarowego wyróżnika wysokości podnoszenia występuje przy $\varphi = 0$, zgodnie z równaniem (9.45) oblicza się ją z zależności:

$$\psi_{\max} = a_0 = 2k_H \tag{9.53}$$

gdzie: k_H - współczynnik względnej wysokości podnoszenia, $k_H = \dfrac{\psi_{\max}}{\psi_{u\max}}$.





Rys. 9.18. Współczynik względnej wysokości podnoszenia $k_H(D_2)$ *oraz* $k_H\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$

Dla znanej wartości k_H z wykresu $k_H(D_2)$ przedstawionego na rys. 9.18 odczytuje się wartość średnicy D_2, a z wykresu $k_H\left(b_2/D_2\right)$ (rys. 9.18) wartości stosunku b_2/D_2, z którego dla znanej średnicy D_2 wyznacza się b_2.

Przez P_1, P_2, P_3, P_4 zostały oznaczone badane pompy o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 50$.

Maksymalny bezwymiarowy wyróżnik wydajności

Drugim parametrem granicznym charakterystyki przepływu odpowiadającym za $\psi = 0$ jest maksymalny bezwymiarowy wyróżnik wydajności $\varphi_{\max}$ (9.44). Na podstawie doświadczeń [11], [13], [62], stwierdzono, że dla omawianego typu pomp jest spełniona zależność:

$$\varphi_{\max} = tg\beta_{2N} \rightarrow \beta_{2N} = arctg\varphi_{\max} \tag{9.54}$$

gdzie: β_{2N} - kąt spływu cieczy na wylocie z wirnika dla przepływu nominalnego przez wirnik.

Pochodne charakterystyk przepływu pompy $\psi(\varphi)$ i wirnika $\psi_u(\varphi_2)$

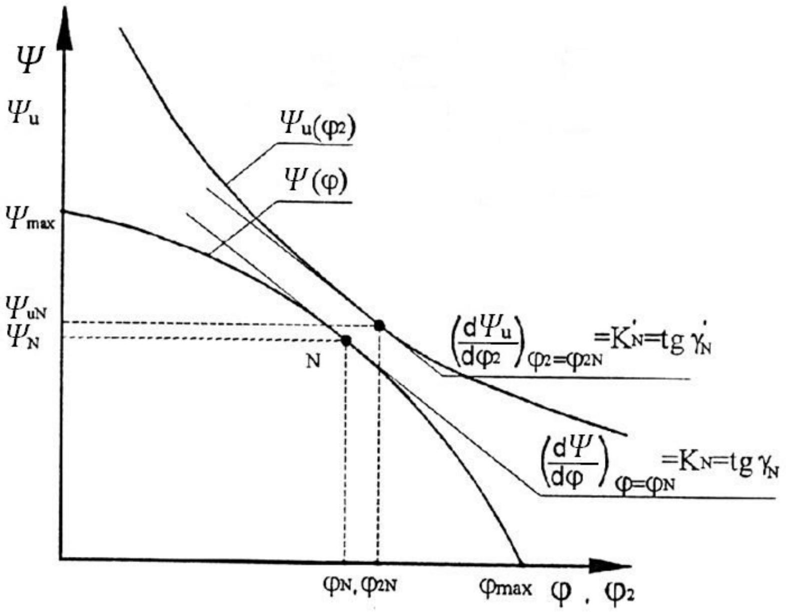
Wartość pochodnej charakterystyki przepływu $K_N = \dfrac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}$ (9.44) wyznacza się z równania (9.46) dla znanej wartości φ_N. W związku z tym, że w otoczeniu punktu nominalnego pracy pompy sumaryczne straty hydrauliczne są najmniejsze:

$$\left(\sum \psi_s\right)_{\varphi=\varphi_N} = \left(\sum \psi_s\right)_{\min} \tag{9.55}$$

pierwsze pochodne charakterystyk przepływu pompy $\psi(\varphi)$ i wirnika $\psi_u(\varphi_2)$ dla tej wydajności powinny spełniać równanie:

$$\begin{gathered}\frac{(\eta_v)_N}{(\eta_h)_N}\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_{\varphi=\varphi_N} = \left(\frac{d\psi_u}{d\varphi_2}\right)_{\varphi_2=\varphi_N} = K'_N \\ \frac{(\eta_v)_N}{(\eta_h)_N} K_N = K'_N\end{gathered} \tag{9.56}$$

Graficzną ilustrację warunku (9.56) przedstawiono na rys. 9.19.



Rys. 9.19. Charakterystyka przepływu pompy $\psi(\varphi)$,
charakterystyka przepływu wirnika $\psi_u(\varphi_2)$

Zależność opisująca pochodną charakterystyki przepływu przez wirnik dla przepływu nominalnego ma postać:

$$\left(\frac{d\psi_u}{d\varphi_2}\right)_{\varphi_2=\varphi_{2N}} = -2\left\{\frac{1-\tau_{c2N}}{\varphi_{2N}} - \left[\left(\frac{1-\tau_{c2N}}{\varphi_{2N}}\right)^2 + 1\right]\frac{B\varphi_{2N}}{1+\varphi_{2N}^2}\right\} = K'_N \qquad (9.57)$$

Pochodne charakterystyki przepływu pompy $\psi(\varphi)$ dla $\varphi = 0$

Spełnienie warunku (9.44) oraz równania (9.46) daje gwarancję uzyskania statecznej charakterystyki przepływu pompy $\psi(\varphi)$.

9.5. Metoda projektowania stopni odśrodkowych pomp wielostopniowych o żądanej charakterystyce przepływu

9.5.1. Wprowadzenie

Charakterystyka przepływu $H(Q)$ jest podstawową charakterystyką decydującą o własnościach i zakresie stosowania projektowanej pompy. W związku z tym zależność $H(Q)$ stanowi główną wielkością wejściową, na bazie której wyznaczane są szczegółowe charakterystyki cząstkowe.

Analizy rzeczywistych charakterystyk przepływu pomp o kinematycznych wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10 \div 80$ wykazują, że do dokładnego odzwierciedlenia ich kształtu wystarcza wielomian, co najwyżej stopnia czwartego, który dla i-stopniowej pompy został zapisany w postaci (9.58):

$$H_i(Q) = A_{4,i} \cdot Q^4 + A_{3,i} \cdot Q^3 + A_{2,i} \cdot Q^2 + A_{1,i} \cdot Q + A_{0,i} \tag{9.58}$$

gdzie: $A_{4,i}...A_{0,i}$ - stałe współczynniki równania.

W ogólnym przypadku wielomian (9.58) jest funkcją aproksymacyjną, najlepiej oddającą przebieg zadanej, w postaci zbioru punktów (Q, H) lub w postaci graficznej, krzywej przepływu projektowanej pompy.

Wielomian (9.58) może też być efektem założonych warunków początkowych (9.44), zilustrowanych na rys. 9.16.

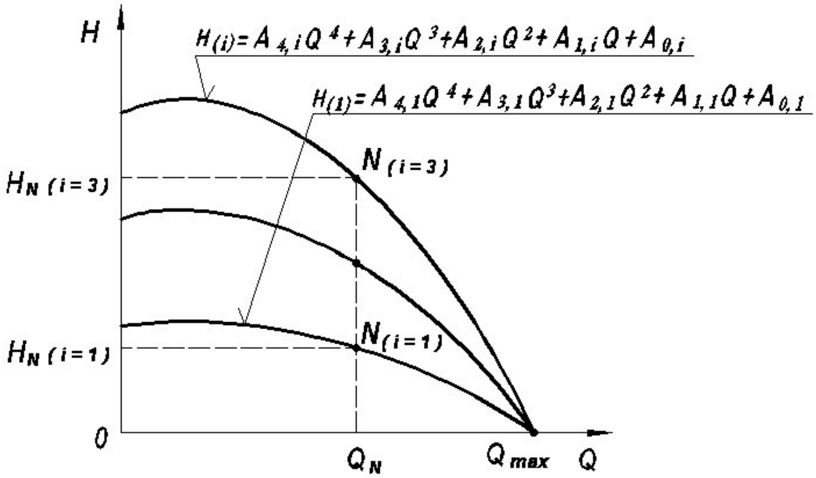
Typowa pompa wielostopniowa stanowi szeregowe połączenie stopnia ssawnego, pewnej liczby stopni pośrednich oraz ostatniego stopnia tłocznego. W obliczeniach projektowych dąży się najczęściej do tego, aby każdy stopień realizował jednakowe parametry (rys. 9.20), wobec czego jego charakterystyka przepływu jest wtedy określona równaniem:

$$H = A_{4,1} \cdot Q^4 + A_{3,1} \cdot Q^3 + A_{2,1} \cdot Q^2 + A_{1,1} \cdot Q + A_{0,1} \tag{9.59}$$

w którym stałe współczynniki $A_{4,1},..., A_{0,1}$ przyjmą odpowiednio wartości $A_{4,i} / i,..., A_{0,i} / i$.

Istnieją pompy wielostopniowe, których charakterystyki przepływu stopnia pierwszego, stopnia pośredniego i stopnia ostatniego różnią się. Może to np. wynikać z faktu, że wirnik pierwszego stopnia, ze względu na wymagane własności ssawne, posiada nieco inną geometrię wlotu od wirników pozostałych stopni, natomiast ostatni stopień wyposażony jest w spiralny kanał zbiorczy lub częściej w kolektor zbiorczy o stałym przekroju, zamiast dośrodkową kierownicę łopatkową.

W takim przypadku również można wykorzystać niniejszą metodykę projektowania, przy czym należy wykonać oddzielne projekty dla pierwszego, pośredniego i ostatniego stopnia. Charakterystyki każdego z nich mają wtedy także postać (rys. 9.20) różniącą się wartością stałych współczynników $A_{4,1},..., A_{0,1}$, do określenia których wykorzystuje się bezwymiarowe wskaźniki k_e, umożliwiające podział wysokości podnoszenia pompy na każdy ze stopni i ich analityczny opis. Bezwymiarowy wskaźnik k_e wyraża stosunek wysokości podnosznia stopnia przy danej wydajności do wartości średniej przypadającej na stopień.



Rys. 9.20. Charakterystyki przepływu stopnia i pompy wielostopniowej

Analizy charakterystyk wykazują, że dla stopnia pierwszego, stopni pośrednich oraz stopnia ostatniego, bezwymiarowe wskaźniki k_e powinny mieścić się odpowiednio w granicach:

$$k_e = k_{e1} = 0{,}9 \div 1$$

$$k_e = k_{ep} = 1 \div 1{,}15 \qquad (9.60)$$

$$k_e = k_{ei} = 0{,}9 \div 1$$

Współczynniki $A_{4,1},..., A_{0,1}$ w równaniu (9.59) opisującym charakterystykę przepływu odpowiedniego stopnia są wyznaczane według poniższej zasady:

$$A_{4,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{4,i}$$

$$A_{3,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{3,i}$$

$$A_{2,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{2,i} \qquad (9.61)$$

$$A_{1,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{1,i}$$

$$A_{0,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{0,i}$$

przy czym ustalone odpowiednie wartości bezwymiarowych wskaźników k_e muszą dla i-stopniowej pompy spełniać również warunek:

$$k_{e1} + (i-2) \cdot k_{ep} + k_{ei} = i \tag{9.62}$$

W pompie, w której każdy ze stopni realizuje identyczną charakterystykę przepływu, bezwymiarowy wskaźnik $k_e = 1$.

Liczba stopni zależy od doboru nominalnej częstości obrotów pompy n' związanej z rodzajem napędu, jak również od położenia punktu nominalnego na charakterystyce przepływu stopnia, którego współrzędne (Q_N, H_N) stanowią podstawowe parametry wyjściowe w powszechnie stosowanych metodach projektowania pomp przeznaczonych do pracy w otoczeniu punktu nominalnego.

Literatura zawiera bogaty zestaw danych empirycznych dotyczących punktu nominalnego i wobec tego będzie on brany pod uwagę również w projektowaniu pomp, dla których główną wielkością wejściową jest zadana charakterystyka przepływu.

Są to bardzo istotne wielkości, gdyż decydują nie tylko o wymiarach kanałów hydraulicznych i gabarytach pompy, lecz także o poziomie jej sprawności całkowitej.

Zgodnie ze stosowaną praktyką i analizą wyników badań, dla wielostopniowej pompy odśrodkowej wielkości te powinny być tak ustalone, aby kinematyczny wyróżnik szybkobieżności stopnia (1.2) mieścił się w granicach $25 < n_q < 40$, natomiast wydajność nominalna Q_N spełniała warunek $0{,}4 \cdot Q_{\max} < Q_N < 0{,}65 \cdot Q_{\max}$, w którym wydajność maksymalna $Q_{\max}$ wynika z równania (9.59) przy $H = 0$. Są to zależności statystyczne, natomiast w przypadku żądanej charakterystyki przepływu o wyborze parametrów nominalnych decydować będzie przede wszystkim wymagana sprawność pompy $\eta = \eta_N = \eta_{\max}$ i związane z nią sprawności cząstkowe, głównie sprawność hydrauliczna i objętościowa oraz pochylenia charakterystyk mocy użytecznej $\overline{P}_e(\varphi)$ i mocy na wale $\overline{P}(\varphi)$, jak i związane z nią moce cząstkowe.

W celach analitycznych jest wykorzystywana bezwymiarowa postać równania charakterystyki przepływu stopnia (9.43):

$$\psi = a_4 \cdot \varphi^4 + a_3 \cdot \varphi^3 + a_2 \cdot \varphi^2 + a_1 \cdot \varphi + a_0$$

wynikająca z wzoru (9.59) przekształconego za pomocą przeliczników:

$$\begin{gathered} a_4 = 2 \cdot g \cdot A_{4,1} \cdot A_2^4 \cdot u_2^2 \qquad a_3 = 2 \cdot g \cdot A_{3,1} \cdot A_2^3 \cdot u_2 \\ a_2 = 2 \cdot g \cdot A_{2,1} \cdot A_2^2 \qquad a_1 = 2 \cdot g \cdot A_{1,1} \cdot A_2 \cdot u_2^{-1} \\ a_0 = 2 \cdot g \cdot A_{0,1} \cdot u_2^{-2} \end{gathered} \tag{9.63}$$

9.5.2. Algorytm metody projektowania

Algorytm metody został przedstawiony na rys. 9.21.

ETAP I. Ustalenie liczby stopni pompy i geometrii wirników

Dane wejściowe - charakterystyka przepływu pompy $H(Q)$

$$H_i(Q) = A_{4,i} \cdot Q^4 + A_{3,i} \cdot Q^3 + A_{2,i} \cdot Q^2 + A_{1,i} \cdot Q + A_{0,i}$$

gdzie: $A_{4,i}...A_{0,i}$ -stałe współczynniki równania

Wybór liczby stopni i

Równanie charakterystyki stopnia pierwszego 1, pośredniego p oraz ostatniego i

$$H = A_{4,1} \cdot Q^4 + A_{3,1} \cdot Q^3 + A_{2,1} \cdot Q^2 + A_{1,1} \cdot Q + A_{0,1}$$

gdzie współczynniki $A_{4,1},..., A_{0,1}$ wyznaczane są według zasady

$$A_{4,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{4,i}$$

$$A_{3,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{3,i}$$

$$A_{2,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{2,i}$$

$$A_{1,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{1,i}$$

$$A_{0,1} = \frac{k_e}{i} \cdot A_{0,i}$$

przy czym wartości k_e odpowiednio dla stopnia 1, p, i wynoszą:

$$k_e = k_{e1} = 0.9 \div 1$$

$$k_e = k_{ep} = 1 \div 1{,}15$$

$$k_e = k_{ei} = 0.9 \div 1$$

i dla i-stopniowej pompy spełniają również warunek

$$k_{e1} + (i-2) \cdot k_{ep} + k_{ei} = i$$

Wybór parametrów nominalnych (Q_N, H_N) na charakterystyce przepływu stopnia

Wybór częstości obrotów n'

Określenie kinematycznego wyróżnika szybkobieżności

$$n_q = 60 \cdot n' \cdot \frac{Q_N^{0.5}}{H_N^{0.75}}$$

Oszacowanie sprawności dla parametrów nominalnych stopnia (Q_N, H_N):

- sprawności całkowitej $\eta = \eta_N = \eta_{max}$.
- sprawności hydraulicznej

$$\eta_h = \eta_{hN} = 1 - \frac{0{,}42}{(\log d_{1zr} - 0{,}172)^2}$$

- sprawności objętościowej

$$\eta_v = \eta_{vN} = (1 + 0{,}287 \cdot n_q^{-2/3})^{-1} - (0.03 \div 0.10)$$

Wyznaczenie mocy użytecznej przy wydajności nominalnej Q_N

$$P_e(Q_N) = \rho \cdot g \cdot H(Q_N) \cdot Q_N$$

Oszacowanie mocy strat mechanicznych P_m przypadającej na stopień pompy

$$P_m = 10.1 \cdot (\rho \cdot g \cdot H_i(Q_N) \cdot Q_N)^{0{,}4} / i$$

Oszacowanie średnicy zewnętrznej wirnika dla założonych poziomów sprawności całkowitej $\eta_{\max}$, hydraulicznej η_{hN} i objętościowej η_{vN} w punkcie nominalnym i przy ustalonej mocy mechanicznej stopnia P_m

$$D_2 = \left[\frac{\rho \cdot g \cdot H(Q_N) \cdot Q_N \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\max}} - \frac{1}{\eta_{hN} \cdot \eta_{vN}} \right) - P_m}{C_b \cdot n^3} \right]^{0,2}$$

Akceptacja średnicy zewnętrznej wirnika D_2 w oparciu o wybrane zależności empiryczne, np.

$$\left[\frac{\rho \cdot g \cdot H(Q_N) \cdot Q_N \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\max}} - \frac{1}{\eta_{hN} \cdot \eta_{vN}} \right) - P_m}{C_b \cdot n^3} \right]^{0,2} = k_{D2} \cdot \frac{\sqrt{H_N}}{60 \cdot n'}$$

gdzie współczynnik $k_{D2} = 79 \cdot e^{-0.00362 \cdot n_q}$

Nie	Tak

(Nie → powrót; Tak ↓)

Oszacowanie względnej szerokości wirnika $\bar{b}_2$

$$\bar{b}_2 \geq \frac{Q_N}{\pi k_{c2m} \sqrt{2gH_N} D_2^2 \eta_{vN}}$$

gdzie: $k_{c2m} \leq 2 \cdot 10^{-3} n_q + 0{,}058$ [6]

Bezwymiarowa charakterystyka przepływu stopnia

$$\psi(\varphi) = a_4 \cdot \varphi^4 + a_3 \cdot \varphi^3 + a_2 \cdot \varphi^2 + a_1 \cdot \varphi + a_0$$

gdzie: $\psi = \frac{2g \cdot H}{u_2^2} = \frac{2g \cdot H}{(\pi \cdot D_2 \cdot n')^2}$

$$\varphi = \frac{Q}{A_2 \cdot u_2} = \frac{Q}{\pi^2 \cdot D_2^3 \cdot \bar{b}_2 \cdot n'}$$

$$a_4 = 2 \cdot g \cdot A_{4,1} \cdot A_2^4 \cdot u_2^2$$

[6] Równanie opisuje krzywą $K_{c2m}(n_q)$ [27, 28].

$$a_3 = 2 \cdot g \cdot A_{3,1} \cdot A_2^3 \cdot u_2$$
$$a_2 = 2 \cdot g \cdot A_{2,1} \cdot A_2^2$$
$$a_1 = 2 \cdot g \cdot A_{1,1} \cdot A_2 \cdot u_2^{-1}$$
$$a_0 = 2 \cdot g \cdot A_{0,1} \cdot u_2^{-2}$$

przy czym:

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n' \quad A_2 = \pi \cdot D_2^2 \cdot \overline{b}_2$$

Bezwymiarowa charakterystyka mocy użytecznej (efektywnej)

$$\overline{P}_e(\varphi) = \psi(\varphi) \cdot \varphi$$

gdzie bezwymiarowy wskaźnik mocy P_e

$$\overline{P}_e = \frac{P_e}{\frac{\rho}{2} A_2 \cdot u_2^3} = \frac{P_e}{\frac{\rho}{2} \pi^4 D_2^5 \cdot \overline{b}_2 \cdot n'^3}$$

Związek stromości charakterystyki mocy użytecznej i mocy na wale w punkcie nominalnym

$$\left[\frac{d\overline{P}(\varphi)}{d\varphi}\right]_{\varphi=\varphi_N} = \frac{1}{\eta_{\max}}\left(\psi(\varphi_N) + \varphi_N \cdot \left[\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}\right]_{\varphi=\varphi_N}\right) = \frac{1}{\eta_{\max}}\left[\frac{d\overline{P}_e(\varphi)}{d\varphi}\right]_{\varphi=\varphi_N}$$

Związek stromości charakterystyki mocy na wale i mocy przekazanej cieczy

$$\frac{d\overline{P}(\varphi)}{d\varphi} = \frac{d\overline{P}_u(\varphi)}{d\varphi}$$

Charakterystyka sprawności objętościowej

$$\eta_v(\varphi) = \frac{\varphi}{\varphi + \Delta\varphi(\varphi_N) \cdot \frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}}}$$

przy zastosowaniu zasady

$$\left(\frac{\Delta\varphi(\varphi)}{\Delta\varphi(\varphi_N)}\right)^2 = \frac{\psi(\varphi)}{\psi(\varphi_N)}$$

Zmiana stromości charakterystyki sprawności objętościowej

$$\frac{d\eta_v(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\frac{\Delta\varphi(\varphi_N)}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}} \cdot \left(\sqrt{\psi(\varphi)} - \frac{1}{2 \cdot \sqrt{\psi(\varphi)}} \cdot \varphi \cdot \frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}\right)}{\left(\varphi + \frac{\Delta\varphi(\varphi_N)}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}} \cdot \sqrt{\psi(\varphi)}\right)^2}$$

Bezwymiarowy wskaźnik energii przekazanej cieczy w punkcie nominalnym

$$\psi_u(\varphi_N) = \frac{\psi(\varphi_N)}{\eta_{hN}}$$

Wyznaczenie wyróżnika kształtu wirnika B dla ustalonych parametrów nominalnych

$$B = \frac{\left[1+\frac{\varphi_N^2}{[\eta_v(\varphi_N)]^2}\right]\cdot\left[1-\psi_u(\varphi_N)+\frac{1}{2}\left[\frac{d\overline{P}(\varphi)}{d\varphi}\right]_{\varphi=\varphi_N}\cdot\frac{[\eta_v(\varphi_N)]^2}{\eta_v(\varphi_N)-\varphi_N\cdot\left[\frac{d\eta_v(\varphi)}{d\varphi}\right]_{\varphi=\varphi_N}}\right]}{\frac{\varphi_N^2}{[\eta_v(\varphi_N)]^2}+\left[1-\frac{1}{2}\psi_u(\varphi_N)\right]^2}$$

↓

Kąt spływu cieczy z łopatki wieńca wirnikowego w punkcie nominalnym N

$$\beta_{2N} = arctg\frac{\varphi_{2N}}{1-\frac{1}{2}\psi_{uN}}$$

↓

Wylotowy kąt konstrukcyjny łopatki β_2^*

$$\beta_2^* = \frac{\beta_{2N} - B\cdot arctg\varphi_{2N}}{1-B}$$

↓

Wybór liczby łopatek wirnika z

↓

Wybór wylotowej grubości łopatki wirnika s_2

↓

Współczynnik przesłonięcia przekroju wylotowego wirnika przez łopatki

$$\mu_2 = 1-\frac{z\cdot s_2}{\pi\cdot D_2\cdot\sin\beta_2^*}$$

↓

Szerokość wylotu z wirnika w przekroju merydionalnym

$$b_2 = \frac{\overline{b}_2\cdot D_2}{\mu_2}$$

↓

Określenie iloczynu

$$D_1\cdot\overline{b}_1 \geq \frac{\varphi_{2N}\cdot D_2\cdot\overline{b}_2}{k_{c1m}\sqrt{\psi_N}}$$

gdzie $k_{c1m} \leq 2{,}6\cdot 10^{-3}n_q + 0{,}08$ [7]

↓

Oszacowanie średnicy D_1 z przedziału

$$D_{1\min} \leq D_1 \leq D_{1\max}$$

↓

[7] Równanie opisuje krzywa $K_{c2m}(n_q)$ [27, 28].

Wyznaczenie kąta napływu cieczy na łopatkę dla wydajności nominalnej

$$\beta_{1N} = arctg\left(\varphi_{2N} \cdot \frac{D_2^2 \cdot \bar{b}_2}{D_1^2 \cdot \bar{b}_1}\right)$$

↓

Wlotowy kąt konstrukcyjny łopatki wirnika

$$\beta_1^* = \beta_{1N} + \delta_{1N}$$

↓

Założenie grubości łopatki s_1

↓

Współczynnik przesłonięcia przekroju wlotowego przez łopatki

$$\mu_1 = 1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1^*}$$

↓

Szerokość wlotowa wieńca łopatkowego

$$b_1 = \frac{\bar{b}_1 \cdot D_2}{\mu_1}$$

↓

Wypełnienie wieńca łopatkowego wirnika

$$\tau = \left(\frac{k}{B} \cdot \frac{b_2}{b_1} \cdot \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{b_2}{D_2 - D_1}\right)^2$$

↓

Długość łopatki

$$l = \tau \cdot \frac{\pi \cdot (D_2 + D_1)}{2 \cdot z}$$

↓

Realizacja zarysu szkieletowej łopatki metodą punktową

ETAP II. Ustalenie składowych charakterystyk mocy i sprawności oraz ich własności

Wyznaczenie charakterystyki przepływu przez wirnik $\psi_u(\varphi_2)$

(charakterystyki energii przekazanej cieczy)

$$\psi_u(\varphi_2) = 2 \cdot \{1 - \varphi_2 \cdot ctg[(1-B) \cdot \beta_2^* + B \cdot arctg\,\varphi_2]\}$$

↓

Przekształcenie charakterystyki przepływu przez wirnik $\psi_u(\varphi_2)$ na funkcję $\psi_u(\varphi)$

$$\psi_u(\varphi) = 2 \cdot \{1 - (\varphi + \Delta\varphi(\varphi_N) \cdot \frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}}) \cdot$$

$$ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg(\varphi + \Delta\varphi(\varphi_N) \cdot \frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})]\}$$

↓

Wyznaczenie charakterystyki strat hydraulicznych

$\Sigma\psi_s(\varphi)$

$$\Sigma\psi_s(\varphi) = \psi_u(\varphi) - \psi(\varphi)$$

Pochodna charakterystyki przepływu przez wirnik $\psi_u(\varphi_2)$ względem φ_2

$$\frac{d\psi_u(\varphi_2)}{d\varphi_2}=2\cdot\{-ctg[(1-B)\cdot\beta_2^*+B\cdot arctg\,\varphi_2]+\frac{1}{\sin^2[(1-B)\cdot\beta_2^*+B\cdot arctg\,\varphi_2]}\cdot\frac{B\cdot\varphi_2}{1+\varphi_2^2}\}$$

Pochodna charakterystyki przepływu przez wirnik $\psi_u(\varphi)$ względem φ

$$\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}=2\cdot\{-ctg[(1-B)\cdot\beta_2^*+B\cdot arctg(\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})]+$$

$$+\frac{1}{\sin^2[(1-B)\cdot\beta_2^*+B\cdot arctg(\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})]}\cdot$$

$$\cdot\frac{B\cdot(\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})}{1+\left[\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}}\right]^2}\}\cdot(1+\frac{\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}}{2\cdot\sqrt{\psi(\varphi_N)}\cdot\sqrt{\psi(\varphi)}})$$

Zmiana stromości charakterystyki przepływu przez wirnik z powodu wyrażenia jej jako funkcji $\psi_u(\varphi_2)$ lub $\psi_u(\varphi)$

$$\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}=\frac{d\psi_u(\varphi_2)}{d\varphi_2}\cdot(1+\frac{\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}}{2\cdot\sqrt{\psi(\varphi_N)}\cdot\sqrt{\psi(\varphi)}})$$

Warunek minimalnych strat hydraulicznych

$$\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}=\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy użytecznej (efektywnej) $\overline{P}_e(\varphi)$

$$\overline{P}_e(\varphi)=\psi(\varphi)\cdot\varphi$$

Zależność zmian stromości charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy użytecznej

$$\frac{d\overline{P}_e(\varphi)}{d\varphi}=\psi(\varphi)+\varphi\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}$$

Warunek maksymalnego bezwymiarowego wskaźnika mocy użytecznej

$$\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}=-\frac{\psi(\varphi)}{\varphi}$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy strat hydraulicznych $\overline{P}_h(\varphi)$

$$\overline{P}_h(\varphi)=\Sigma\psi_s(\varphi)\cdot\varphi$$

Zależność zmian stromości charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy hydraulicznej

$$\frac{d\overline{P}_h(\varphi)}{d\varphi}=\Sigma\psi_s(\varphi)+\varphi\cdot\frac{d\Sigma\psi_s(\varphi)}{d\varphi}$$

Warunek minimalnego bezwymiarowego wskaźnika mocy hydraulicznej

$$\frac{d\Sigma\psi_s(\varphi)}{d\varphi}=-\frac{\Sigma\psi_s(\varphi)}{\varphi}$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowwgo wskaźnika mocy objętościowych (przecieków) $\overline{P}_v(\varphi)$

$$\overline{P}_v(\varphi)=\psi_u(\varphi)\cdot\Delta\varphi$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowwgo wskaźnika mocy pompy idealnie szczelnej $\overline{P}_i(\varphi)$

$$\overline{P}_i(\varphi)=\overline{P}_e(\varphi)+\overline{P}_h(\varphi)=\psi(\varphi)\cdot\varphi+\Sigma\psi_s(\varphi)\cdot\varphi=\psi_u(\varphi)\cdot\varphi$$

Zmiana stromości bezwymiarowego wskaźnika mocy pompy idealnie szczelnej

$$\frac{d\overline{P}_i(\varphi)}{d\varphi}=\psi_u(\varphi)+\varphi\cdot\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}$$

Warunek maksymalnej wartości bezwymiarowego wskaźnika mocy pompy idealnie szczelnej

$$\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}=-\frac{\psi_u(\varphi)}{\varphi}$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy przekazanej cieczy w wirniku (tzw. mocy teoretycznej $\overline{P}_u$)

$$\overline{P}_u(\varphi)=\psi(\varphi)\cdot\varphi+\Sigma\psi_s(\varphi)\cdot\varphi+\psi_u(\varphi)\cdot\Delta\varphi(\varphi)=\psi_u(\varphi)\cdot\varphi_2(\varphi)$$

Zmiana stromości charakterystyki $\overline{P}_u(\varphi)$

$$\begin{aligned}
\frac{d\overline{P}_u(\varphi)}{d\varphi}&=2\cdot\{1-2\cdot(\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})\cdot\\
&\cdot ctg[(1-B)\cdot\beta_2^*+B\cdot arctg(\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})]+\\
&+\frac{1}{\sin^2[(1-B)\cdot\beta_2^*+B\cdot arctg(\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})]}\cdot\\
&\cdot\frac{B\cdot\left[\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}}\right]^2}{1+\left[\varphi+\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}}\right]^2}\}\cdot(1+\frac{\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}}{2\cdot\sqrt{\psi(\varphi_N)}\cdot\sqrt{\psi(\varphi)}})
\end{aligned}$$

Warunek maksymalnej wartości bezwymiarowego wskaźnika mocy $\overline{P}_u(\varphi)$

$$\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}=-\frac{\psi_u(\varphi)}{(\varphi+\Delta\varphi_N\frac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}})}\cdot(1+\frac{\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}}{2\cdot\sqrt{\psi(\varphi_N)}\cdot\sqrt{\psi(\varphi)}})$$

Zmiana stromości charakterystyki mocy przekazanej cieczy w funkcji strumienia objętości pompy φ i strumienia objętości wirnika φ_2

$$\frac{d\overline{P}_u(\varphi)}{d\varphi}=\frac{d\overline{P}_u(\varphi_2)}{d\varphi_2}\cdot(1+\frac{\Delta\varphi(\varphi_N)\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}}{2\cdot\sqrt{\psi(\varphi_N)}\cdot\sqrt{\psi(\varphi)}})$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy tarcia wirujących tarcz wirnika $\overline{P}_u(\varphi)$

$$\overline{P}_u=\frac{C_b}{\frac{\rho}{2}\pi^4\cdot\overline{b}_2}$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika mocy wewnętrznej stopnia $\overline{P}_W(\varphi)$

$$\overline{P}_W(\varphi)=\psi_u(\varphi)\cdot\varphi_2(\varphi)+\overline{P}_b(\varphi)$$

Wyznaczenie charakterystyki bezwymiarowego wskaźnika moc na wale stopnia pompy $\overline{P}(\varphi)$

$$\overline{P}(\varphi)=\psi_u(\varphi)\cdot\varphi_2(\varphi)+\overline{P}_b(\varphi)+\overline{P}_m(\varphi)$$

Współzależność bezwymiarowego wskaźnika charakterystyk mocy $\overline{P}(\varphi)$ oraz $\overline{P}_u(\varphi)$

$$\frac{d\overline{P}(\varphi)}{d\varphi}=\frac{d\overline{P}_u(\varphi)}{d\varphi}$$

Wyznaczenie charakterystyki sprawności całkowitej

$$\eta(\varphi)=\frac{\overline{P}_e(\varphi)}{\overline{P}(\varphi)}=\frac{\psi(\varphi)\cdot\varphi}{\overline{P}(\varphi)}$$

Wyznaczenie charakterystyki sprawności hydraulicznej

$$\eta_h(\varphi)=\frac{\psi(\varphi)}{\psi_u(\varphi)}$$

Warunek maksymalnej sprawności hydraulicznej

$$\psi(\varphi)\cdot\frac{d\psi_u(\varphi)}{d\varphi}=\psi_u(\varphi)\cdot\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi}$$

Wyznaczenie charakterystyki sprawności objętościowej

$$\eta_v(\varphi)=\frac{\overline{P}_i(\varphi)}{\overline{P}_u(\varphi)}=\frac{\psi_u(\varphi)\cdot\varphi}{\psi_u(\varphi)\cdot\varphi_2(\varphi)}=\frac{\varphi}{\varphi_2(\varphi)}=\frac{\varphi}{\varphi+\Delta\varphi(\varphi)}$$

↓

Wyznaczenie charakterystyki sprawności tarcia wirujących tarcz wirnika

$$\eta_b(\varphi)=\frac{\overline{P}_u(\varphi)}{\overline{P}(\varphi)}=\frac{\psi_u(\varphi)\cdot\varphi_2(\varphi)}{\psi_u(\varphi)\cdot\varphi_2(\varphi)+\overline{P}_u(\varphi)}$$

↓

Wyznaczenie charakterystyki sprawności mechanicznej

$$\eta_m(\varphi)=\frac{\overline{P}_M(\varphi)}{\overline{P}(\varphi)}=1-\frac{\overline{P}_m(\varphi)}{\overline{P}(\varphi)}$$

ETAP III. Wyznaczenie geometrii nieruchomych kanałów hydraulicznych oraz charakterystyk

- **strat hydraulicznych i przyrostu ciśnienia statycznego**

Ustalenie głównych wymiarów nieruchomych kanałów hydraulicznych pompy w wersji z przewałem bezłopatkowym

↓

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika strat hydraulicznych wirnika $\psi_{s0-2}(\varphi)$

$$\psi_{s0-2}=\zeta_{0-2}\cdot\{\psi_u-\frac{1}{4}\psi_u{}^2-\varphi_2{}^2\cdot[1-(\frac{D_2b_2\mu_2}{D_1b_1\mu_1})^2]\}$$

gdzie współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{0-2}(\varphi_2/\varphi_{2N})$

↓

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego w wirniku $\Delta\psi_{0-2}(\varphi)$

$$\Delta\psi_{0-2}=\psi_2-\psi_0=(1-\zeta_{0-2})\cdot(\psi_u-\frac{1}{4}\psi_u^2-\varphi_2^2)+$$
$$+\varphi_2^2\cdot(D_2b_2\mu_2)^2\left[\frac{16}{(D_0^2-d_p^2)^2}-\frac{\varsigma_{0-2}}{(D_1\cdot b_1\cdot\mu_1)^2}\right]$$

↓

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika strat hydraulicznych kierownicy bezłopatkowej $\psi_{s2-3}(\varphi)$

$$\psi_{s2-3}=\zeta_{2-3}\cdot\left(\frac{1}{4}\psi_u{}^2+\varphi_2{}^2\right)$$

gdzie współczynnik strat hydraulicznych $\varsigma_{2-3}(\varphi/\varphi_N)$

↓

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego w kierownicy bezłopatkowej $\Delta\psi_{2-3}(\varphi)$

$$\Delta\psi_{2-3}=\psi_3-\psi_2=(1-\varsigma_{2-3})\cdot(\varphi_2{}^2+\frac{1}{4}\psi_u{}^2)-\frac{1}{4}\psi_u{}^2\cdot\frac{D_2^2}{D_3^2}-\varphi_K{}^2\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_3\cdot b_3\cdot\mu_3}\right)^2$$

gdzie bezwymiarowy wskaźnik strumienia przepływającego przez układ kierownic

$$\varphi_K=\varphi+\Delta\varphi_{UM}$$

↓

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika strat hydraulicznych kierownicy odśrodkowej $\psi_{s3-4}(\varphi)$

$$\psi_{s3-4} = \zeta_{3-4}\cdot\varphi_K^{\,2}\cdot\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_3\cdot b_3\cdot\mu_3\cdot\sin\alpha_3}\right)^2$$

gdzie współczynnik strat $\varsigma_{3-4}(\varphi/\varphi_N)$, natomiast

$$tg\,\alpha_3 = \frac{\varphi_K}{\varphi_W}\cdot\frac{b_2\cdot\mu_2}{b_3\cdot\mu_3}\cdot tg\,\alpha_2$$

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego w kierownicy odśrodkowej $\Delta\psi_{3-4}(\varphi)$

$$\Delta\psi_{3-4} = \psi_4 - \psi_3 = \varphi_K^{\,2}\cdot\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_3\cdot b_3\cdot\mu_3\cdot\sin\alpha_3}\right)^2 - \left[(1-\zeta_{3-4})\cdot\left(\frac{D_3\cdot b_3\cdot\mu_3\cdot\sin\alpha_3}{D_4\cdot b_4\cdot\mu_4\cdot\sin\alpha_4}\right)^2\right]$$

gdzie $\quad ctg\,\alpha_4 = \dfrac{1}{1+p_K}\left(ctg\,\alpha_4^* + p_K\cdot\dfrac{b_4\cdot\mu_4}{b_3\cdot\mu_3}\cdot ctg\,\alpha_3^*\right)$

natomiast $p_K = \dfrac{1.6\div 2}{z_K\left(1-\dfrac{D_3^2}{D_4^2}\right)}$

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika strat hydraulicznych przewału bezłopatkowego $\psi_{s4-5}(\varphi)$

$$\psi_{s4-5} = \zeta_{4-5}\cdot\varphi_K^{\,2}\cdot\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_4\cdot b_4\cdot\mu_4\cdot\sin\alpha_4}\right)^2$$

gdzie współczynnik strat $\varsigma_{4-5}(\varphi/\varphi_N)$

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego w przewale bezłopatkowym $\Delta\psi_{4-5}(\varphi)$

$$\Delta\psi_{4-5} = \psi_5 - \psi_4 = \varphi_K^{\,2}\cdot\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_4\cdot b_4\cdot\mu_4\cdot\sin\alpha_4}\right)^2\cdot\left[1-\psi_{s4-5}-\left(\frac{D_4\cdot b_4\cdot\mu_4\cdot\sin\alpha_4}{D_5\cdot b_5\cdot\mu_5\cdot\sin\alpha_5}\right)^2\right]$$

gdzie: $tg\,\alpha_5 = \dfrac{b_4}{b_5}\cdot tg\,\alpha_4 + \lambda\cdot\dfrac{l_{4-5}}{4\cdot b_5}$

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika strat hydraulicznych kierownicy dośrodkowej $\psi_{s5-6}(\varphi)$

$$\psi_{s5-6} = \zeta_{5-6}\cdot\varphi_K^{\,2}\cdot\left(\frac{D_2\cdot b_2\cdot\mu_2}{D_5\cdot b_5\cdot\mu_5\cdot\sin\alpha_5}\right)^2$$

gdzie współczynnik strat $\varsigma_{5-6}(\varphi/\varphi_N)$

Charakterystyka bezwymiarowego wskaźnika przyrostu ciśnienia statycznego w kierownicy dośrodkowej $\Delta\psi_{5-6}(\varphi)$

$$\psi_{s5-6} = \zeta_{5-6} \cdot \varphi_K^2 \cdot \left(\frac{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2}{D_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot \sin \alpha_5} \right)^2 \cdot \left[1 - \zeta_{5-6} - \left(\frac{D_5 \cdot b_5 \cdot \mu_5 \cdot \sin \alpha_5}{D_6 \cdot b_6 \cdot \mu_6 \cdot \sin \alpha_6} \right)^2 \right]$$

Bilans strat hydraulicznych

$$\Sigma \psi_s(\varphi) = \psi_{s0-2}(\varphi) + \psi_{s2-3}(\varphi) + \psi_{s3-4}(\varphi) + \psi_{s4-5}(\varphi) + \psi_{s5-6}(\varphi) = \psi_u(\varphi) - \psi(\varphi)$$

Nie	Tak – koniec

ETAP IV. Wyznaczanie układów łopatkowych kierownicy odśrodkowej i dośrodkowej

Sposób I

Projektowanie układu łopatkowego kierownicy odśrodkowej i dośrodkowej wg założonego rozkładu teoretycznej prędkości przepływu $\bar{c}_u^*(\bar{R})$, przy ustalonej:

- względnej zmianie szerokości $\bar{b}(\bar{R})$,
- względnej zmianie współczynnika zmniejszenia przekroju kanału przez łopatki $\bar{\mu}(\bar{R})$

Ustalenie zmian względnej szerokości $\bar{b}(\bar{R})$ kierownicy odśrodkowej

$$\bar{b} = K_{2b}\bar{R}^2 + K_{1b}\bar{R} + K_{0b}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2b} = \frac{\bar{b}_4 - 1}{(\bar{R}_4 - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)} - \frac{\bar{b}_P - 1}{(\bar{R}_P - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)}$$

$$K_{1b} = \frac{\bar{b}_P - 1}{\bar{R}_P - 1} \cdot \frac{\bar{R}_4 + 1}{\bar{R}_4 - \bar{R}_P} - \frac{\bar{b}_4 - 1}{\bar{R}_4 - 1} \cdot \frac{\bar{R}_P + 1}{\bar{R}_4 - \bar{R}_P}$$

$$K_{0b} = 1 + \frac{(\bar{b}_4 - 1)\bar{R}_P}{(\bar{R}_4 - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)} - \frac{(\bar{b}_P - 1)\bar{R}_4}{(\bar{R}_P - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)}$$

Ustalenie względnej zmiany współczynnika zmniejszenia przekroju kanału przez łopatki kierownicy odśrodkowej $\bar{\mu}(\bar{R})$

$$\bar{\mu} = K_{2\mu}\bar{R}^2 + K_{1\mu}\bar{R} + K_{0\mu}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2\mu} = \frac{\bar{\mu}_4 - 1}{(\bar{R}_4 - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)} - \frac{\bar{\mu}_P - 1}{(\bar{R}_P - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)}$$

$$K_{1\mu} = \frac{\bar{\mu}_P - 1}{\bar{R}_P - 1} \cdot \frac{\bar{R}_4 + 1}{\bar{R}_4 - \bar{R}_P} - \frac{\bar{\mu}_4 - 1}{\bar{R}_4 - 1} \cdot \frac{\bar{R}_P + 1}{\bar{R}_4 - \bar{R}_P}$$

$$K_{0\mu} = 1 + \frac{(\bar{\mu}_4 - 1)\bar{R}_P}{(\bar{R}_4 - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)} - \frac{(\bar{\mu}_P - 1)\bar{R}_4}{(\bar{R}_P - 1)(\bar{R}_4 - \bar{R}_P)}$$

Ustalenie zmian bezwymiarowej teoretycznej składowej obwodowej $\bar{c}_u^*(\bar{R})$ kierownicy odśrodkowej

$$\bar{c}_u^* = K_{2C}\bar{R}^2 + K_{1C}\bar{R} + K_{0C}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2C}=\frac{\bar{c}^*_{4u}-1}{(\bar{R}_4-1)(\bar{R}_4-\bar{R}_P)}-\frac{\bar{c}^*_{Pu}-1}{(\bar{R}_P-1)(\bar{R}_4-\bar{R}_P)}$$

$$K_{1C}=\frac{\bar{c}^*_{Pu}-1}{\bar{R}_P-1}\cdot\frac{\bar{R}_4+1}{\bar{R}_4-\bar{R}_P}-\frac{\bar{c}^*_{4u}-1}{\bar{R}_4-1}\cdot\frac{\bar{R}_P+1}{\bar{R}_4-\bar{R}_P}$$

$$K_{0C}=1+\frac{(\bar{c}^*_{4u}-1)\bar{R}_P}{(\bar{R}_4-1)(\bar{R}_4-\bar{R}_P)}-\frac{(\bar{c}^*_{Pu}-1)\bar{R}_4}{(\bar{R}_P-1)(\bar{R}_4-\bar{R}_P)}$$

↓

Określenie zmian kąta konstrukcyjnego łopatki kierownicy odśrodkowej $\alpha^*(\bar{R})$

$$tg(90^\circ-\alpha^*)=(K_{7\alpha}\cdot\bar{R}^7+K_{6\alpha}\cdot\bar{R}^6+K_{5\alpha}\cdot\bar{R}^5+K_{4\alpha}\cdot\bar{R}^4+$$
$$+K_{3\alpha}\cdot\bar{R}^3+K_{2\alpha}\cdot\bar{R}^2+K_{1\alpha}\cdot\bar{R})\cdot tg(90^\circ-\alpha_3^*)$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{7\alpha}=K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2C}$$
$$K_{6\alpha}=K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1C}+K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2C}+K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2C}$$
$$K_{5\alpha}=K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0C}+K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1C}+K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2C}+$$
$$+K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2C}+K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1C}+K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2C}$$
$$K_{4\alpha}=K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1C}+K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0C}+K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1C}+$$
$$+K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2C}+K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0C}+K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2C}+K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1C}$$
$$K_{3\alpha}=K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0C}+K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1C}+K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0C}+$$
$$+K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1C}+K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2C}+K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0C}$$
$$K_{2\alpha}=K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0C}+K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1C}+K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0C}$$
$$K_{1\alpha}=K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0C}$$

↓

Wyznaczenie współrzędnych biegunowych łopatki kierownicy odśrodkowej

$$\theta(\bar{R})=tg(90^\circ-\alpha_3^*)\cdot[\frac{1}{7}K_{6\theta}(\bar{R}^7-1)+\frac{1}{6}K_{5\theta}(\bar{R}^6-1)+\frac{1}{5}K_{4\theta}(\bar{R}^5-1)+$$
$$+\frac{1}{4}K_{3\theta}(\bar{R}^4-1)+\frac{1}{3}K_{2\theta}(\bar{R}^3-1)+\frac{1}{2}K_{1\theta}(\bar{R}^2-1)+K_{0\theta}(\bar{R}-1)]$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{6\theta}=K_{2b}K_{2\mu}K_{2C}$$
$$K_{5\theta}=K_{2b}K_{2\mu}K_{1C}+K_{2b}K_{1\mu}K_{2C}+K_{1b}K_{2\mu}K_{2C}$$
$$K_{4\theta}=K_{2b}K_{2\mu}K_{0C}+K_{2b}K_{1\mu}K_{1C}+K_{2b}K_{0\mu}K_{2C}+$$
$$+K_{1b}K_{1\mu}K_{2C}+K_{1b}K_{2\mu}K_{1C}+K_{0b}K_{2\mu}K_{2C}$$
$$K_{3\theta}=K_{2b}K_{0\mu}K_{1C}+K_{2b}K_{1\mu}K_{0C}+K_{1b}K_{1\mu}K_{1C}+K_{1b}K_{0\mu}K_{2C}+$$
$$+K_{1b}K_{2\mu}K_{0C}+K_{0b}K_{1\mu}K_{2C}+K_{0b}K_{2\mu}K_{1C}$$
$$K_{2\theta}=K_{2b}K_{0\mu}K_{0C}+K_{1b}K_{0\mu}K_{1C}+K_{1b}K_{1\mu}K_{0C}+$$
$$+K_{0b}K_{1\mu}K_{1C}+K_{0b}K_{0\mu}K_{2C}+K_{0b}K_{2\mu}K_{0C}$$
$$K_{1\theta}=K_{1b}K_{0\mu}K_{0C}+K_{0b}K_{0\mu}K_{1C}+K_{0b}K_{1\mu}K_{0C}$$

$$K_{0\theta} = K_{0b}K_{0\mu}K_{0C}$$

Maksymalny kąt łopatki $\theta = \theta_{\max}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_4$.

Kąt pokrycia łopatek kierownicy odśrodkowej

$$\varepsilon_K = \theta_{\max K} - \frac{2\pi}{z_K}$$

Grubość łopatki kierownicy odśrodkowej

$$s_K = 2 \cdot (1-\mu)\frac{\pi \cdot R \cdot \sin\alpha^*}{z_K}$$

Ustalenie zmian względnej szerokości $\overline{b}(\overline{R})$ kierownicy dośrodkowej

$$\overline{b} = K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2b} = \frac{\overline{b}_6 - 1}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{b}_P - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1b} = \frac{\overline{b}_P - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_6 + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{b}_6 - 1}{\overline{R}_6 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0b} = 1 + \frac{(\overline{b}_6 - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{b}_P - 1)\overline{R}_6}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

Ustalenie względnej zmiany współczynnika zmniejszenia przekroju przez łopatki kierownicy dośrodkowej $\overline{\mu}(\overline{R})$

$$\overline{\mu} = K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2\mu} = \frac{\overline{\mu}_6 - 1}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{\mu}_P - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1\mu} = \frac{\overline{\mu}_P - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_6 + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{\mu}_6 - 1}{\overline{R}_6 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0\mu} = 1 + \frac{(\overline{\mu}_6 - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{\mu}_P - 1)\overline{R}_6}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

Ustalenie zmian bezwymiarowej teoretycznej składowej obwodowej $\overline{c}_u^*(\overline{R})$ kierownicy dośrodkowej

$$\overline{c}_u^* = K_{2C}\overline{R}^2 + K_{1C}\overline{R} + K_{0C}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2C} = \frac{\overline{c}_{6u}^* - 1}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{c}_{Pu}^* - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1C} = \frac{\overline{c}^*_{Pu} - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_6 + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{c}^*_{6u} - 1}{\overline{R}_6 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0C} = 1 + \frac{(\overline{c}^*_{6u} - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{c}^*_{Pu} - 1)\overline{R}_6}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

Określenie zmian kąta konstrukcyjnego łopatki kierownicy dośrodkowej $\alpha^*(\overline{R})$

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = (K_{7\alpha} \cdot \overline{R}^7 + K_{6\alpha} \cdot \overline{R}^6 + K_{5\alpha} \cdot \overline{R}^5 + K_{4\alpha} \cdot \overline{R}^4 + \\ + K_{3\alpha} \cdot \overline{R}^3 + K_{2\alpha} \cdot \overline{R}^2 + K_{1\alpha} \cdot \overline{R}) \cdot tg(90^\circ - \alpha_5^*)$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{7\alpha} = K_{2b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{2C}$$

$$K_{6\alpha} = K_{2b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{1C} + K_{2b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{2C} + K_{1b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{2C}$$

$$K_{5\alpha} = K_{2b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{0C} + K_{2b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{1C} + K_{2b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{2C} + \\ + K_{1b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{2C} + K_{1b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{1C} + K_{0b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{2C}$$

$$K_{4\alpha} = K_{2b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{1C} + K_{2b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{0C} + K_{1b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{1C} + \\ + K_{1b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{2C} + K_{1b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{0C} + K_{0b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{2C} + K_{0b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{1C}$$

$$K_{3\alpha} = K_{2b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{0C} + K_{1b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{1C} + K_{1b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{0C} + \\ + K_{0b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{1C} + K_{0b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{2C} + K_{0b} \cdot K_{2\mu} \cdot K_{0C}$$

$$K_{2\alpha} = K_{1b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{0C} + K_{0b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{1C} + K_{0b} \cdot K_{1\mu} \cdot K_{0C}$$

$$K_{1\alpha} = K_{0b} \cdot K_{0\mu} \cdot K_{0C}$$

Wyznaczenie współrzędnych biegunowych łopatki kierownicy dośrodkowej

$$\theta(\overline{R}) = tg(90^\circ - \alpha_5^*) \cdot [\frac{1}{7} K_{6\theta}(\overline{R}^7 - 1) + \frac{1}{6} K_{5\theta}(\overline{R}^6 - 1) + \frac{1}{5} K_{4\theta}(\overline{R}^5 - 1) + \\ + \frac{1}{4} K_{3\theta}(\overline{R}^4 - 1) + \frac{1}{3} K_{2\theta}(\overline{R}^3 - 1) + \frac{1}{2} K_{1\theta}(\overline{R}^2 - 1) + K_{0\theta}(\overline{R} - 1)]$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{6\theta} = K_{2b} K_{2\mu} K_{2C}$$

$$K_{5\theta} = K_{2b} K_{2\mu} K_{1C} + K_{2b} K_{1\mu} K_{2C} + K_{1b} K_{2\mu} K_{2C}$$

$$K_{4\theta} = K_{2b} K_{2\mu} K_{0C} + K_{2b} K_{1\mu} K_{1C} + K_{2b} K_{0\mu} K_{2C} + \\ + K_{1b} K_{1\mu} K_{2C} + K_{1b} K_{2\mu} K_{1C} + K_{0b} K_{2\mu} K_{2C}$$

$$K_{3\theta} = K_{2b} K_{0\mu} K_{1C} + K_{2b} K_{1\mu} K_{0C} + K_{1b} K_{1\mu} K_{1C} + K_{1b} K_{0\mu} K_{2C} + \\ + K_{1b} K_{2\mu} K_{0C} + K_{0b} K_{1\mu} K_{2C} + K_{0b} K_{2\mu} K_{1C}$$

$$K_{2\theta} = K_{2b} K_{0\mu} K_{0C} + K_{1b} K_{0\mu} K_{1C} + K_{1b} K_{1\mu} K_{0C} + \\ + K_{0b} K_{1\mu} K_{1C} + K_{0b} K_{0\mu} K_{2C} + K_{0b} K_{2\mu} K_{0C}$$

$$K_{1\theta} = K_{1b} K_{0\mu} K_{0C} + K_{0b} K_{0\mu} K_{1C} + K_{0b} K_{1\mu} K_{0C}$$

$$K_{0\theta} = K_{0b} K_{0\mu} K_{0C}$$

Maksymalny kąt łopatki $\theta = \theta_{\max KD}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_6$

↓

Kąt pokrycia łopatek kierownicy dośrodkowej

$$\varepsilon_{KD} = \theta_{\max KD} - \frac{2\pi}{z_{KD}}$$

↓

Grubość łopatki kierownicy dośrodkowej

$$s_{KD} = 2 \cdot (1-\mu)\frac{\pi \cdot R \cdot \sin\alpha^*}{z_{KD}}$$

Sposób II

Projektowanie układu łopatkowego kierownicy odśrodkowej i dośrodkowej wg założonej zmiany krętu teoretycznego $K^*(\overline{R})$, przy ustalonej:

- względnej zmianie szerokości $\overline{b}(R)$,
- względnej zmianie współczynnika zmniejszenia przekroju kanału przez łopatki $\overline{\mu}(R)$

↓

Ustalenie zmian względnej szerokości $\overline{b}(\overline{R})$ kierownicy odśrodkowej

$$\overline{b} = K_{2b}\overline{R}^2 + K_{1b}\overline{R} + K_{0b}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2b} = \frac{\overline{b}_4 - 1}{(\overline{R}_4 - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{b}_P - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1b} = \frac{\overline{b}_P - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_4 + 1}{\overline{R}_4 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{b}_4 - 1}{\overline{R}_4 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_4 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0b} = 1 + \frac{(\overline{b}_4 - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_4 - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{b}_P - 1)\overline{R}_4}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)}$$

↓

Ustalenie względnej zmiany współczynnika zmniejszenia przekroju kanału przez łopatki kierownicy odśrodkowej $\overline{\mu}(\overline{R})$

$$\overline{\mu} = K_{2\mu}\overline{R}^2 + K_{1\mu}\overline{R} + K_{0\mu}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2\mu} = \frac{\overline{\mu}_4 - 1}{(\overline{R}_4 - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{\mu}_P - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1\mu} = \frac{\overline{\mu}_P - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_4 + 1}{\overline{R}_4 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{\mu}_4 - 1}{\overline{R}_4 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_4 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0\mu} = 1 + \frac{(\overline{\mu}_4 - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_4 - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{\mu}_P - 1)\overline{R}_4}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_4 - \overline{R}_P)}$$

↓

Ustalenie zmiany krętu teoretycznego $K^*(\overline{R})$ w kierownicy odśrodkowej

$$\overline{K}^* = K_{2K} \cdot \overline{R}^2 + K_{1K} \cdot \overline{R} + K_{0K}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2K}=\frac{\overline{K}_4^*-1}{(\overline{R}_4-1)\cdot(\overline{R}_4-\overline{R}_P)}-\frac{\overline{K}_P^*-1}{(\overline{R}_P-1)\cdot(\overline{R}_4-\overline{R}_P)}$$

$$K_{1K}=\frac{\overline{K}_P^*-1}{\overline{R}_P-1}\cdot\frac{\overline{R}_4+1}{\overline{R}_4-\overline{R}_P}-\frac{\overline{K}_4^*-1}{\overline{R}_4-1}\cdot\frac{\overline{R}_P+1}{\overline{R}_4-\overline{R}_P}$$

$$K_{0K}=1+\frac{(\overline{K}_4^*-1)\cdot\overline{R}_P}{(\overline{R}_4-1)\cdot(\overline{R}_4-\overline{R}_P)}-\frac{(\overline{K}_P^*-1)\cdot\overline{R}_4}{(\overline{R}_P-1)\cdot(\overline{R}_4-\overline{R}_P)}$$

Określenie zmian kąta konstrukcyjnego łopatki kierownicy odśrodkowej $\alpha^*(\overline{R})$

$$tg(90^\circ-\alpha^*)=(K_{6\alpha}\cdot R^6+K_{5\alpha}\cdot R^5+K_{4\alpha}\cdot R^4+K_{3\alpha}\cdot R^3+$$
$$+K_{2\alpha}\cdot R^2+K_{1\alpha}\cdot R+K_{0\alpha})\cdot tg(90^\circ-\alpha_3^*)$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{6\alpha}=K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2K}$$
$$K_{5\alpha}=K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1K}+K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2K}+K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2K}$$
$$K_{4\alpha}=K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0K}+K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1K}+K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2K}+$$
$$+K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2K}+K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1K}+K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2K}$$
$$K_{3\alpha}=K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1K}+K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0K}+K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1K}+$$
$$+K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2K}+K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0K}+K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2K}+K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1K}$$
$$K_{2\alpha}=K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0K}+K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1K}+K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0K}+$$
$$+K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1K}+K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2K}+K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0K}$$
$$K_{1\alpha}=K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0K}+K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1K}+K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0K}$$
$$K_{0\alpha}=K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0K}$$

Wyznaczenie współrzędnych biegunowych łopatki kierownicy odśrodkowej

$$\theta(\overline{R})=tg(90^\circ-\alpha_3^*)\cdot[\frac{1}{6}K_{6\theta}(\overline{R}^6-1)+\frac{1}{5}K_{5\theta}(\overline{R}^5-1)+\frac{1}{4}K_{4\theta}(\overline{R}^4-1)+$$
$$+\frac{1}{3}K_{3\theta}(\overline{R}^3-1)+\frac{1}{2}K_{2\theta}(\overline{R}^2-1)+K_{1\theta}(\overline{R}-1)+K_{0\theta}\cdot\ln\overline{R}]$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{6\theta}=K_{2b}K_{2\mu}K_{2K}$$
$$K_{5\theta}=K_{2b}K_{2\mu}K_{1K}+K_{2b}K_{1\mu}K_{2K}+K_{1b}K_{2\mu}K_{2K}$$
$$K_{4\theta}=K_{2b}K_{2\mu}K_{0K}+K_{2b}K_{1\mu}K_{1K}+K_{2b}K_{0\mu}K_{2K}+$$
$$+K_{1b}K_{1\mu}K_{2K}+K_{1b}K_{2\mu}K_{1K}+K_{0b}K_{2\mu}K_{2K}$$
$$K_{3\theta}=K_{2b}K_{0\mu}K_{1K}+K_{2b}K_{1\mu}K_{0K}+K_{1b}K_{1\mu}K_{1K}+K_{1b}K_{0\mu}K_{2K}+$$
$$+K_{1b}K_{2\mu}K_{0K}+K_{0b}K_{1\mu}K_{2K}+K_{0b}K_{2\mu}K_{1K}$$
$$K_{2\theta}=K_{2b}K_{0\mu}K_{0K}+K_{1b}K_{0\mu}K_{1K}+K_{1b}K_{1\mu}K_{0K}+$$
$$+K_{0b}K_{1\mu}K_{1K}+K_{0b}K_{0\mu}K_{2K}+K_{0b}K_{2\mu}K_{0K}$$
$$K_{1\theta}=K_{1b}K_{0\mu}K_{0K}+K_{0b}K_{0\mu}K_{1K}+K_{0b}K_{1\mu}K_{0K}$$

$$K_{0\theta} = K_{0b} K_{0\mu} K_{0K}$$

↓

Maksymalny kąt łopatki $\theta = \theta_{\max}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_4$.

↓

Kąt pokrycia łopatek kierownicy odśrodkowej

$$\varepsilon_K = \theta_{\max K} - \frac{2\pi}{z_K}$$

↓

Grubość łopatki kierownicy odśrodkowej

$$s_K = 2 \cdot (1-\mu) \frac{\pi \cdot R \cdot \sin \alpha^*}{z_K}$$

↓

Ustalenie zmian względnej szerokości $\overline{b}(\overline{R})$ kierownicy dośrodkowej

$$\overline{b} = K_{2b} \overline{R}^2 + K_{1b} \overline{R} + K_{0b}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2b} = \frac{\overline{b}_6 - 1}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{b}_P - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1b} = \frac{\overline{b}_P - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_6 + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{b}_6 - 1}{\overline{R}_6 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0b} = 1 + \frac{(\overline{b}_6 - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{b}_P - 1)\overline{R}_6}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

↓

Ustalenie względnej zmiany współczynnika zmniejszenia przekroju przez łopatki kierownicy dośrodkowej $\overline{\mu}(\overline{R})$

$$\overline{\mu} = K_{2\mu} \overline{R}^2 + K_{1\mu} \overline{R} + K_{0\mu}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2\mu} = \frac{\overline{\mu}_6 - 1}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{\mu}_P - 1}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1\mu} = \frac{\overline{\mu}_P - 1}{\overline{R}_P - 1} \cdot \frac{\overline{R}_6 + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{\mu}_6 - 1}{\overline{R}_6 - 1} \cdot \frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0\mu} = 1 + \frac{(\overline{\mu}_6 - 1)\overline{R}_P}{(\overline{R}_6 - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{\mu}_P - 1)\overline{R}_6}{(\overline{R}_P - 1)(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

↓

Ustalenie zmiany krętu teoretycznego $K^*(\overline{R})$ w kierownicy dośrodkowej

$$\overline{K}^* = K_{2K} \overline{R}^2 + K_{1K} \overline{R} + K_{0K}$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{2K} = \frac{\overline{K}_6^* - 1}{(\overline{R}_6 - 1)\cdot(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{\overline{K}_P^* - 1}{(\overline{R}_P - 1)\cdot(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

$$K_{1K} = \frac{\overline{K}_P^* - 1}{\overline{R}_P - 1}\cdot\frac{\overline{R}_6 + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P} - \frac{\overline{K}_6^* - 1}{\overline{R}_6 - 1}\cdot\frac{\overline{R}_P + 1}{\overline{R}_6 - \overline{R}_P}$$

$$K_{0K} = 1 + \frac{(\overline{K}_6^* - 1)\cdot\overline{R}_P}{(\overline{R}_6 - 1)\cdot(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)} - \frac{(\overline{K}_P^* - 1)\cdot\overline{R}_6}{(\overline{R}_P - 1)\cdot(\overline{R}_6 - \overline{R}_P)}$$

↓

Określenie zmian kąta konstrukcyjnego łopatki kierownicy dośrodkowej $\alpha^*(\overline{R})$

$$tg(90^\circ - \alpha^*) = (K_{7\alpha}\cdot\overline{R}^7 + K_{6\alpha}\cdot\overline{R}^6 + K_{5\alpha}\cdot\overline{R}^5 + K_{4\alpha}\cdot\overline{R}^4 + \\ + K_{3\alpha}\cdot\overline{R}^3 + K_{2\alpha}\cdot\overline{R}^2 + K_{1\alpha}\cdot\overline{R})\cdot tg(90^\circ - \alpha_5^*)$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{7\alpha} = K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2K}$$

$$K_{6\alpha} = K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1K} + K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2K} + K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2K}$$

$$K_{5\alpha} = K_{2b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0K} + K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1K} + K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2K} + \\ + K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2K} + K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1K} + K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{2K}$$

$$K_{4\alpha} = K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1K} + K_{2b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0K} + K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1K} + \\ + K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2K} + K_{1b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0K} + K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{2K} + K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{1K}$$

$$K_{3\alpha} = K_{2b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0K} + K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1K} + K_{1b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0K} + \\ + K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{1K} + K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{2K} + K_{0b}\cdot K_{2\mu}\cdot K_{0K}$$

$$K_{2\alpha} = K_{1b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0R} + K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{1R} + K_{0b}\cdot K_{1\mu}\cdot K_{0R}$$

$$K_{1\alpha} = K_{0b}\cdot K_{0\mu}\cdot K_{0R}$$

↓

Wyznaczenie współrzędnych biegunowych łopatki kierownicy dośrodkowej

$$\theta(\overline{R}) = tg(90^\circ - \alpha_5^*)\cdot[\frac{1}{7}K_{6\theta}(\overline{R}^7 - 1) + \frac{1}{6}K_{5\theta}(\overline{R}^6 - 1) + \frac{1}{5}K_{4\theta}(\overline{R}^5 - 1) + \\ + \frac{1}{4}K_{3\theta}(\overline{R}^4 - 1) + \frac{1}{3}K_{2\theta}(\overline{R}^3 - 1) + \frac{1}{2}K_{1\theta}(\overline{R}^2 - 1) + K_{0\theta}(\overline{R} - 1)]$$

gdzie stałe współczynniki:

$$K_{6\theta} = K_{2b}K_{2\mu}K_{2K}$$

$$K_{5\theta} = K_{2b}K_{2\mu}K_{1K} + K_{2b}K_{1\mu}K_{2K} + K_{1b}K_{2\mu}K_{2K}$$

$$K_{4\theta} = K_{2b}K_{2\mu}K_{0K} + K_{2b}K_{1\mu}K_{1K} + K_{2b}K_{0\mu}K_{2K} + \\ + K_{1b}K_{1\mu}K_{2K} + K_{1b}K_{2\mu}K_{1K} + K_{0b}K_{2\mu}K_{2K}$$

$$K_{3\theta} = K_{2b}K_{0\mu}K_{1K} + K_{2b}K_{1\mu}K_{0K} + K_{1b}K_{1\mu}K_{1K} + K_{1b}K_{0\mu}K_{2K} + \\ + K_{1b}K_{2\mu}K_{0K} + K_{0b}K_{1\mu}K_{2K} + K_{0b}K_{2\mu}K_{1K}$$

$$K_{2\theta} = K_{2b}K_{0\mu}K_{0K} + K_{1b}K_{0\mu}K_{1K} + K_{1b}K_{1\mu}K_{0K} + \\ + K_{0b}K_{1\mu}K_{1K} + K_{0b}K_{0\mu}K_{2K} + K_{0b}K_{2\mu}K_{0K}$$

$$K_{1\theta} = K_{1b}K_{0\mu}K_{0K} + K_{0b}K_{0\mu}K_{1K} + K_{0b}K_{1\mu}K_{0K}$$

$$K_{0\theta} = K_{0b} K_{0\mu} K_{0K}$$

Maksymalny kąt łopatki $\theta = \theta_{\max KD}$ dla $\overline{R} = \overline{R}_6$

Kąt pokrycia łopatek kierownicy dośrodkowej

$$\varepsilon_{KD} = \theta_{\max KD} - \frac{2\pi}{z_{KD}}$$

Grubość łopatki kierownicy dośrodkowej

$$s_{KD} = 2 \cdot (1-\mu) \frac{\pi \cdot R \cdot \sin \alpha^*}{z_{KD}}$$

ETAP V. Wymiary uszczelnień i bilans przecieków

Ustalenie wymiarów uszczelnienia przedniego, tylnego, międzystopniowego i otworów odciążających dla rozważanego typu pompy

Bezwymiarowy wskaźnik spadku ciśnienia w uszczelnieniu przednim

$$\Delta \psi_{UP-0} = \psi_2 - \psi_0 - k_P^2 \cdot [1 - (\frac{D_{UP}}{D_2})^2]$$

Współczynnik przepływu przez uszczelnienie

$$\mu_{UP} = (1{,}5 + \lambda_{UP} \cdot \frac{l_{UP}}{2 \cdot b_{UP}})^{-0{,}5}$$

Bezwymiarowy wskaźnik strumienia objętości przepływający przez uszczelnienie przednie

$$\Delta \varphi_{UP} = \frac{D_{UP} \cdot b_{UP} \cdot \mu_{UP}}{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \cdot \sqrt{\Delta \psi_{UP-0}}$$

Bezwymiarowy wskaźnik spadku ciśnienia w uszczelnieniu tylnym

$$\Delta \psi_{UT1-UT2} = (\psi_2 - \psi_0) - k_T^2 \cdot [1 - (\frac{D_{UT}}{D_2})^2] - \Delta \psi_{K-0}$$

Współczynnik przepływu przez uszczelnienie tylne

$$\mu_{UT} = (1{,}5 + \lambda_{UT} \cdot \frac{l_{UT}}{2 \cdot b_{UT}})^{-0{,}5}$$

Bezwymiarowy wskaźnik strumienia objętości przepływający przez uszczelnienie tylne

$$\Delta \varphi_{UT} = \frac{D_{UT} \cdot b_{UT} \cdot \mu_{UT}}{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \cdot \sqrt{\Delta \psi_{UT1-UT2}}$$

Bezwymiarowy wskaźnik spadku ciśnienia w uszczelnieniu międzystopniowym

$$\Delta \psi_{UM1-UM2} = \psi - \Delta \psi_{K-0}$$

Współczynnik przepływu przez uszczelnienie międzystopniowe

$$\mu_{UM} = (1{,}5 + \lambda_{UM} \cdot \frac{l_{UM}}{2 \cdot b_{UM}})^{-0{,}5}$$

Bezwymiarowy wskaźnik strumienia objętości przepływający przez uszczelnienie międzystopniowe

$$\Delta\varphi_{UM} = \frac{D_{UM} \cdot b_{UM} \cdot \mu_{UM}}{D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \cdot \sqrt{\Delta\psi_{UM1-UM2}}$$

Dobór średnicy otworów odciążających d_{oo} przy założonej ich liczbie i_{oo}

$$\Delta\varphi_{oo} = \frac{d_{oo} \cdot i_{oo} \cdot \mu_{oo}}{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \mu_2} \cdot \sqrt{\Delta\psi_{K-0}}$$

Bezwymiarowy wskaźnik strumienia objętości przepływający przez uszczelnienia pompy

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{UP} + \Delta\varphi_{UT} + \Delta\varphi_{UM}$$

Bezwymiarowy wskaźnik strumienia objętości przepływający przez otwory odciążające

$$\Delta\varphi_{oo} = \Delta\varphi_{UT} + \Delta\varphi_{UM}$$

Weryfikacja przyjętej sprawności objętościowej w punkcie nominalnym na podstawie obliczonych przecieków

$$\eta_{vN} = \frac{\varphi}{\varphi + \Delta\varphi}$$

Nie	Tak - koniec

Rys. 9.21. Algorytmy etapów metody projektowania stopni odśrodkowych pomp wielostopniowych o żądanej charakterystyce przepływu

9.5.3. Wzory i zależności występujące w metodzie

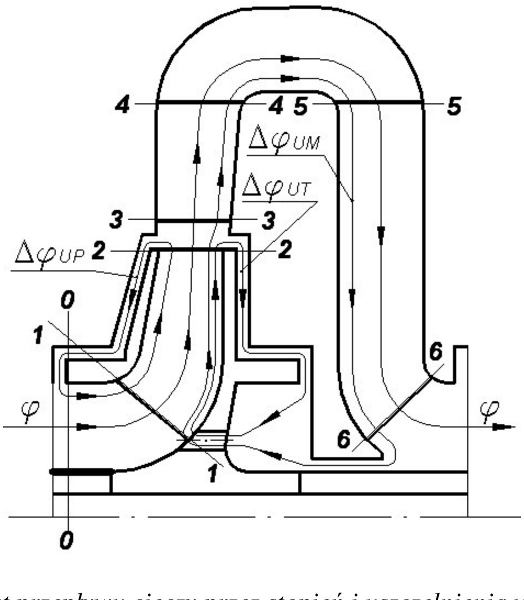
Sprawność objętościowa pompy jest definiowana stosunkiem mocy pompy idealnie szczelnej $\overline{P}_i$ do mocy teoretycznej $\overline{P}_u$.

Charakterystyka sprawności objętościowej może więc być zapisana w postaci:

$$\eta_V(\varphi) = \frac{\varphi}{\varphi + \Delta\varphi(\varphi)} \tag{9.64}$$

Różnica między strumieniami objętości przepływającej cieczy przez wirnik φ_2 oraz strumienia wypływającego ze stopnia pompy φ stanowi straty przecieków (przepływów powrotnych) przez uszczelnienia wewnętrzne $\Delta\varphi$, które obejmują:

- przeciek przez uszczelnienie przednie wirnika $\Delta\varphi_{UP}$,
- przeciek przez uszczelnienie tylne wirnika $\Delta\varphi_{UT}$, gdy odciążenie zespołu wirującego stanowią otwory odciążające,
- przeciek przez uszczelnienie międzystopniowe $\Delta\varphi_{UM}$,
- przeciek przez szczelinę tarczy lub bębna odciążającego, bądź układu tarczy i bębna $\Delta\varphi_{OD}$, gdy elementy te stanowią układ równoważenia naporu osiowego.



Rys. 9.22. Schemat przepływu cieczy przez stopień i uszczelnienia wewnętrzne pompy

W związku z powyższym możliwe są dwa przypadki, kiedy:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{UP} + \Delta\varphi_{UT} + \Delta\varphi_{UM} = \Delta\varphi_{UP} + \Delta\varphi_{oo} \tag{9.65}$$

a zatem przepływ przez otwory odciążające wynosi:

$$\Delta\varphi_{oo} = \Delta\varphi_{UT} + \Delta\varphi_{UM} \tag{9.66}$$

lub kiedy:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{UP} + \Delta\varphi_{UM} + \Delta\varphi_{OD} \tag{9.67}$$

to dotyczy przypadku odciążenia z tarczą lub bębnem odciążającym, bądź ich kombinacją.

Dla wydajności nominalnej $\varphi = \varphi_N$ wartość sprawności objętościowej może być oszacowana na podstawie wzoru A. Łomakina [28], [40]:

$$\eta_{\mathrm{v}} = \eta_{\mathrm{v}N} = (1 + 0{,}287 \cdot n_q^{-2/3})^{-1} \tag{9.68}$$

dotyczącego jednostopniowych pomp z wirnikami zamkniętymi. Według [40], dla pomp z otworami odciążającymi wartość η_{v} wynikająca z (9.68) powinna być obniżona o $0{,}03 \div 0{,}04$, natomiast dla pomp wielostopniowych z tarczą lub bębnem odciążającym o $0{,}03 \div 0{,}10$, przy czym wyższe wartości dotyczą tego drugiego przypadku.

Dla przyjętego sposobu równoważenia naporu osiowego działającego na zespół wirujący i ustalonej wartości sprawności objętościowej $\eta_{\mathrm{v}} = \eta_{\mathrm{v}N}$ przeciek $\Delta\varphi$ w punkcie N, odpowiadający wydajności φ_N, wyniesie:

$$\Delta\varphi(\varphi_N) = \varphi_2(\varphi_N) - \varphi_N \tag{9.69}$$

przy czym:

$$\varphi_2(\varphi_N) = \frac{\varphi_N}{\eta_{\mathrm{v}}(\varphi_N)} \tag{9.70}$$

W dalszych rozważaniach przyjęto stosowane założenie, że zmiana strat przecieków w zmiennych warunkach odbywa się według zasady:

$$\left(\frac{\Delta\varphi(\varphi)}{\Delta\varphi(\varphi_N)}\right)^2 = \frac{\psi(\varphi)}{\psi(\varphi_N)} \tag{9.71}$$

wobec czego funkcja sprawności objętościowej przyjmie postać:

$$\eta_v(\varphi) = \frac{\varphi}{\varphi + \Delta\varphi(\varphi_N) \cdot \dfrac{\sqrt{\psi(\varphi)}}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}}} \tag{9.72}$$

Różniczkując równanie (9.72) względem φ, w którym $\psi(\varphi)$ stanowi żądaną charakterystykę przepływu stopnia pompy określoną wzorem (9.43), otrzymuje się:

$$\frac{d\eta_v(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\dfrac{\Delta\varphi(\varphi_N)}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}} \cdot \left(\sqrt{\psi(\varphi)} - \dfrac{1}{2 \cdot \sqrt{\psi(\varphi)}} \cdot \varphi \cdot \dfrac{d\psi(\varphi)}{d\varphi} \right)}{\left(\varphi + \dfrac{\Delta\varphi(\varphi_N)}{\sqrt{\psi(\varphi_N)}} \cdot \sqrt{\psi(\varphi)} \right)^2} \tag{9.73}$$

Charakterystyka przepływu przez wirnik $\psi_u(\varphi_2)$, zgodnie z zależnością (3.47) po uwzględnieniu wzoru $\varphi_2 = \dfrac{\varphi}{\eta_v}$, przyjmuje postać:

$$\psi_u = 2\{1 - \frac{\varphi}{\eta_v} ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg\frac{\varphi}{\eta_v}]\} \tag{9.74}$$

lub uwzględniając (9.72):

$$\psi_u = 2\{1 - (\varphi + \Delta\varphi_N \frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}}) \cdot ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg(\varphi + \Delta\varphi_N \frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})]\} \tag{9.75}$$

W analizie kształtu charakterystyk mocy i sprawności istotne są pochodne charakterystyki przepływu przez wirnik zarówno względem φ_2, jak i φ:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi_2} = 2\{-ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg\varphi_2] + \frac{1}{\sin^2[(1+B)\beta_2^* + Barctg\varphi_2]} \cdot \frac{B \cdot \varphi_2}{1+\varphi_2^2}\} \tag{9.76}$$

natomiast zróżniczkowanie (9.74) względem φ daje po uporządkowaniu:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi} = 2 \cdot \{-ctg[(1-B)\beta_2^* + arctg\frac{\varphi}{\eta_v}] +$$

$$+\frac{1}{\sin^2[(1-B)\beta_2^* + Barctg\frac{\varphi}{\eta_v}]} \cdot \frac{B \cdot \frac{\varphi}{\eta_v}}{1+(\frac{\varphi}{\eta_v})^2}\} \cdot \frac{\eta_v - \varphi\frac{d\eta_v}{d\varphi}}{\eta_v^2} \tag{9.77}$$

Po uwzględnieniu w powyższym wzorze zależności (9.72) oraz (9.73) przyjmie on postać:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi} = 2 \cdot \{-ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg(\varphi + \Delta\varphi_N\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})] +$$

$$+\frac{1}{\sin^2[(1-B)\beta_2^* + Barctg(\varphi+\Delta\varphi_N\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})]} \cdot \frac{B\cdot(\varphi+\Delta\varphi_N\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})}{1+(\varphi+\Delta\varphi_N\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})^2}\}\cdot(1+\frac{\Delta\varphi_N\frac{d\psi}{d\varphi}}{2\sqrt{\psi_N}\sqrt{\psi}}) \tag{9.78}$$

Z równań (9.76), (9.77) oraz (9.78) wynika związek:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi} = \frac{d\psi_u}{d\varphi_2} \cdot \frac{\eta_v - \varphi\frac{d\eta_v}{d\varphi}}{\eta_v^2} = \frac{d\psi_u}{d\varphi_2} \cdot (1+\frac{\Delta\varphi_N\frac{d\psi}{d\varphi}}{2\sqrt{\psi_N}\sqrt{\psi}}) \tag{9.79}$$

obrazujący zmiany pochylenia charakterystyki przepływu przez wirnik z racji wyrażenia jej jako funkcji $\psi_u(\varphi_2)$ lub $\psi_u(\varphi)$.

Równania i bilans mocy pompy

Związek łączący bezwymiarowy wskaźnik mocy $\overline{P}$ z rzeczywistą wartością mocy P ma postać ogólną:

$$P = \overline{P}\frac{\rho}{2}A_2u_2^3 = \overline{P}\frac{\rho}{2}\pi^4D_2^5\overline{b}_2n'^3 \tag{9.80}$$

Bezwymiarowa wartość mocy na wale pompy $\overline{P}$ stanowi sumę następujących składników:

$$\overline{P} = \overline{P}_e + \overline{P}_h + \overline{P}_v + \overline{P}_b + \overline{P}_m \tag{9.81}$$

gdzie: $\overline{P}_e$ - moc użyteczna (efektywna):

$$\overline{P}_e = \psi\varphi \tag{9.82}$$

W układzie wymiarowym moc hydrauliczną P_h można opisać nastepującą zależnością:

$$P_h = \rho g \left(Q_W (\Delta h_s)_W + Q_K (\Delta h_s)_K \right) \tag{9.83}$$

W przybliżeniu można przyjąć, że:

$$P_h = \rho g Q_W (\Delta h_s)_W \tag{9.84}$$

Uwzględniając w (9.84) zależności (2.1), (2.2) oraz (2.3) otrzymuje się równanie mocy strat hydraulicznych w układzie bezwymiarowym następującej postaci:

$$\overline{P}_h = \Sigma\psi_s\varphi \tag{9.85}$$

przy czym: $\Sigma\psi_s$ - suma strat hydraulicznych w kanałach pompy:

$$\Sigma\psi_s = \psi_u(\varphi) - \psi(\varphi) \tag{9.86}$$

$\overline{P}_v$ - moc strat objętościowych (przecieków):

$$\overline{P}_v = \psi_u \Delta\varphi \tag{9.87}$$

$\overline{P}_b$ - moc tarcia wirujących tarcz wirnika,

$\overline{P}_m$ - moc strat mechanicznych (w łożyskach i uszczelnieniach zewnętrznych pompy).

W równaniu (9.81) suma dwóch pierwszych składników stanowi tzw. bezwymiarowy wskaźnik mocy pompy idealnej, tj. teoretycznej pompy generującej jedynie moc użyteczną oraz moc strat hydraulicznych:

$$\overline{P}_i = \overline{P}_e + \overline{P}_h = \psi\varphi + \Sigma\psi_s\varphi = \psi_u\varphi \tag{9.88}$$

Natomiast połączenie jej z mocą strat przecieków daje w rezultacie moc przekazaną cieczy w wirniku, czyli tzw. moc teoretyczną:

$$\overline{P}_u = \overline{P}_i + \overline{P}_v = \overline{P}_e + \overline{P}_h + \overline{P}_v = \psi\varphi + \Sigma\psi_s\varphi + \psi_u\varphi = \psi_u\varphi_2 \tag{9.89}$$

Dodając do równania (9.89) moc tarcia wirujących tarcz wirnika, otrzymuje się w sumie moc wewnętrzną pompy:

$$\overline{P}_W = \overline{P}_u + \overline{P}_b = \psi_u \varphi_2 + \overline{P}_b \tag{9.90}$$

Charakterystyka mocy użytecznej pompy

Moc użyteczną pompy wyrażono wzorem (9.82). Różniczkując tę zależność względem wydajności φ, otrzymuje się równanie pochodnej charakterystyki mocy użytecznej:

$$\frac{d\overline{P}_e}{d\varphi} = \psi + \varphi \frac{d\psi}{d\varphi} \tag{9.91}$$

Moc użyteczna osiągnie maksymalną wartość, gdy pochodna $\frac{d\overline{P}_e}{d\varphi} = 0$, co będzie miało miejsce w warunkach, przy których strumień objętości przepływający przez pompę φ spełni równanie:

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = -\frac{\psi}{\varphi} \tag{9.92}$$

Charakterystyka stat hydraulicznych

Moc strat hydraulicznych zdefiniowano wzorem (9.85). Różniczkując to równanie względem φ, otrzymuje się:

$$\frac{d\overline{P}_h}{d\varphi} = \Sigma\psi_s + \varphi \frac{d\Sigma\psi_s}{d\varphi} \tag{9.93}$$

Moc strat hydraulicznych osiągnie zatem minimalną wartość, gdy pochodna $\frac{d\overline{P}_h}{d\varphi} = 0$, co będzie zachodzić wtedy, kiedy wartość strumienia objętości φ będzie spełniać równanie:

$$\frac{d\Sigma\psi_s}{d\varphi} = -\frac{\Sigma\psi_s}{\varphi} \tag{9.94}$$

natomiast ze zróżniczkowania (9.86) względem φ wynika, że straty hydrauliczne $\Sigma\psi_s(\varphi)$ osiągają wartość minimalną dla:

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{d\psi_u}{d\varphi} \tag{9.95}$$

Charakterystyka mocy pompy idealnej. Sprawność hydrauliczna pompy

Moc teoretycznej pompy idealnej określono równaniem (9.88), które po zróżniczkowaniu względem wydajności pompy φ przyjmuje postać, wyrażającą zmiany nachylenia krzywej $\overline{P}_i(\varphi)$:

$$\frac{d\overline{P}_i}{d\varphi} = \psi_u + \varphi \frac{d\psi_u}{d\varphi} \tag{9.96}$$

gdzie funkcja $\psi_u(\varphi)$ jest opisana wzorem (9.77) bądź 0: (9.78).

Moc pompy idealnej osiąga maksymalną wartość w punkcie, dla którego $\frac{d\overline{P}_i}{d\varphi} = 0$, czyli przy wydajności pompy φ spełniającej warunek:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi} = -\frac{\psi_u}{\varphi} \tag{9.97}$$

Charakterystyka $\overline{P}_i(\varphi)$ jest także powiązana ze sprawnością hydrauliczną pompy wyrażoną za pomocą równania (9.98):

$$\eta_h = \frac{\psi}{\psi_u} \tag{9.98}$$

Sprawność hydrauliczna η_h w zdecydowanej mierze ma wpływ na wartość i nachylenie charakterystyki sprawności całkowitej $\eta(\varphi)$, gdyż jak wykazują badania doświadczalne $\eta_h(\varphi)$ jest funkcją rosnąco-malejącą, osiągającą maksymalną wartość na lewo od punktu nominalnego N.

Różniczkując zatem ostatni człon równania (9.98), otrzymuje się:

$$\frac{d\eta_h}{d\varphi} = \frac{\psi \cdot \frac{d\psi_u}{d\varphi} - \psi_u \cdot \frac{d\psi}{d\varphi}}{\psi_u^2} \tag{9.99}$$

Funkcja $\eta_h(\varphi)$ przyjmie maksymalną wartość, gdy pochodna $\frac{d\eta_h}{d\varphi} = 0$, co będzie miało miejsce wówczas, gdy bezwymiarowy wskaźnik φ spełniać będzie warunek:

$$\psi \cdot \frac{d\psi_u}{d\varphi} = \psi_u \cdot \frac{d\psi}{d\varphi} \tag{9.100}$$

Charakterystyka mocy przekazanej cieczy

Moc przekazana cieczy w wirniku (moc teoretyczna) $\overline{P}_u$ została wyrażona wzorem (9.89) o ostatecznej postaci $\overline{P}_u = \psi_u \varphi_2$. Uwzględniając w nim zależność ψ_u (9.74), otrzymuje się dla przyjętej hipotezy $B = const$:

$$\overline{P}_u = 2\varphi_2\{1-\varphi_2 ctg[(1-B)\beta_2^* + B arctg\,\varphi_2]\} \tag{9.101}$$

Kształt krzywej $\overline{P}_u(\varphi_2)$ będą charakteryzować zmiany wartości jej pochodnej w funkcji φ_2, czyli:

$$\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi_2} = \psi_u + \varphi_2 \frac{d\psi_u}{d\varphi_2} \tag{9.102}$$

co po podstawieniu (9.76) prowadzi do postaci:

$$\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi_2} = 2\{1-2\varphi_2 ctg[(1-B)\beta_2^* + arctg\varphi_2] + \frac{1}{\sin^2[(1-B)\beta_2^* + B arctg\varphi_2]} \cdot \frac{B\varphi_2}{1+\varphi_2}\} \tag{9.103}$$

Funkcja $\overline{P}_u(\varphi_2)$ osiąga maksymalną wartość, gdy $\dfrac{d\overline{P}_u}{d\varphi_2} = 0$, czyli w warunkach pracy, w których bezwymiarowy wskaźnik φ_2 będzie spełniać równanie:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi_2} = -\frac{\psi_u}{\varphi_2} \tag{9.104}$$

W kształtowaniu charakterystyk ważne jest wyrażenie mocy przekazanej $\overline{P}_u$ jako funkcji wydajności pompy φ, czyli $\overline{P}_u(\varphi)$. Uwzględniając w (9.101) związek (9.70), otrzymuje się:

$$\overline{P}_u = 2\frac{\varphi}{\eta_v}\{1-\frac{\varphi}{\eta_v} ctg[(1-B)\beta_2^* + B arctg\frac{\varphi}{\eta_v}]\} \tag{9.105}$$

Podstawiając η_v wyrażoną wzorem (9.72) do wzoru (9.105), moc przekazaną w funkcji φ wyrazi wzór:

$$\overline{P}_u = 2\cdot(\varphi + \Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})\cdot\{1-(\varphi+\Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})\cdot ctg[(1-B)\beta_2^* + B arctg(\varphi+\Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})]\} \tag{9.106}$$

Różniczkując równania (9.105) oraz (9.106) względem φ, otrzymuje się:

$$\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi} = 2\{1 - 2\frac{\varphi}{\eta_v} ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg\frac{\varphi}{\eta_v}] +$$

$$+ \frac{1}{\sin^2[(1-B)\beta_2^* + Barctg\frac{\varphi}{\eta_v}]} \cdot \frac{B\frac{\varphi}{\eta_v}}{1+(\frac{\varphi}{\eta_v})^2}\} \cdot \frac{\eta_v - \varphi\frac{d\eta_v}{d\varphi}}{\eta_v^2} \tag{9.107}$$

jak również:

$$\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi} = 2\{1 - 2\cdot(\varphi + \Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}}) \cdot ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg(\varphi + \Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})] +$$

$$+ \frac{1}{\sin^2[(1-B)\beta_2^* + Barctg(\varphi + \Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})]} \cdot \frac{B\cdot(\varphi + \Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})}{1+(\varphi + \Delta\varphi\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})^2}\} \cdot (1 + \frac{\Delta\varphi_N\frac{d\psi}{d\varphi}}{2\sqrt{\psi_N}\sqrt{\psi}})$$

(9.108)

Z przedstawionych powyżej wzorów wynika, że:

$$\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi} = \frac{d\overline{P}_u}{d\varphi_2} \cdot \frac{\eta_v - \varphi\frac{d\eta_v}{d\varphi}}{\eta_v^2} = \frac{d\overline{P}_u}{d\varphi_2} \cdot (1 + \frac{\Delta\varphi_N\frac{d\psi}{d\varphi}}{2\cdot\sqrt{\psi_N}\sqrt{\psi}}) \tag{9.109}$$

Zależność ta obrazuje związek pomiędzy nachyleniem charakterystyki mocy przekazanej na wale pompy w funkcji jej wydajności φ i strumieniem przepływającym przez wirnik φ_2.

Uwzględniając w równaniu (9.109) formułę (9.102), można napisać:

$$\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi} = (\psi_u + \varphi_2\frac{d\psi_u}{d\varphi_2}) \cdot \frac{\eta_v - \varphi\frac{d\eta_v}{d\varphi}}{\eta_v^2} = (\psi_u + \varphi_2\frac{d\psi_u}{d\varphi_2}) \cdot (1 + \frac{\Delta\varphi_N\frac{d\psi}{d\varphi}}{2\sqrt{\psi_N}\sqrt{\psi}})$$

(9.110)

Funkcja $\overline{P}_u(\varphi)$ osiąga maksimum, gdy $\dfrac{d\overline{P}_u}{d\varphi}=0$, czyli przy wydajności pompy φ spełniającej równanie:

$$\frac{d\psi_u}{d\varphi}=-\frac{\psi_u}{\varphi}\cdot\frac{\eta_v-\varphi\dfrac{d\eta_v}{d\varphi}}{\eta_v}=-\psi_u\cdot(\varphi+\Delta\varphi_N\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}})\cdot(1+\frac{\Delta\varphi_N\dfrac{d\psi}{d\varphi}}{2\sqrt{\psi_N}\sqrt{\psi}})$$

(9.111)

Należy tu również zauważyć, że moc na wale pompy można wyrazić także jako sumę składników:

$$\overline{P}=\overline{P}_u+\overline{P}_b+\overline{P}_m \tag{9.112}$$

wobec tego pochodna mocy na wale oraz pochodna mocy przekazanej w funkcji wydajności pompy φ są sobie równe:

$$\frac{d\overline{P}}{d\varphi}=\frac{d\overline{P}_u}{d\varphi} \tag{9.113}$$

ponieważ na podstawie badań [7], [13], [62] można przyjąć, że $\overline{P}_b=const$ oraz $\overline{P}_m=const$.

Pochodna charakterystyki mocy na wale w nominalnym punkcie pracy

Moc na wale pompy została określona równaniem (9.81), ale może być również wyrażona jako:

$$\overline{P}=\frac{\overline{P}_e}{\eta}=\frac{\psi\cdot\varphi}{\eta} \tag{9.114}$$

Różniczkując powyższe równanie względem φ przy wskazaniu, że w punkcie nominalnym sprawność całkowita $\eta=\eta_N=\eta_{\max}$, a zatem pochodna sprawności $\dfrac{d\eta}{d\varphi}=0$, otrzymuje się dla punktu nominalnego N warunek:

$$\frac{d\overline{P}}{d\varphi}=\frac{1}{\eta_{\max}}\left(\psi+\varphi\frac{d\psi}{d\varphi}\right)=\frac{1}{\eta_{\max}}\frac{d\overline{P}_e}{d\varphi} \tag{9.115}$$

gdzie uwzględniono również związek (9.90).

Formuła (9.115) obrazuje relację pomiędzy nachyleniem charakterystyki mocy użytecznej $\overline{P}_e$ i mocy na wale $\overline{P}$ w nominalnym punkcie pracy.

Charakterystyka sprawności całkowitej

Sprawność całkowita wynika z wzoru (9.114), w którym moc na wale można wyrazić w postaci:

$$\overline{P} = \overline{P}_u + \overline{P}_b + \overline{P}_m \tag{9.116}$$

Moc tarcia wirujących tarcz wirnika $\overline{P}_b$ oraz straty moc mechanicznej $\overline{P}_m$, zgodnie z wcześniejszym stwierdzeniem, są wielkościami stałymi niezależnymi od strumienia objętości φ, natomiast moc przekazana $\overline{P}_u$ jest określona równaniem (9.105) bądź równoważnym mu równaniem (9.106). Charakterystyka sprawności całkowitej $\eta(\varphi)$ może więc być określona wzorem:

$$\eta = \frac{\psi \cdot \varphi}{2\frac{\varphi}{\eta_{\mathrm{v}}}\{1 - \frac{\varphi}{\eta_{\mathrm{v}}} ctg[(1-B)\beta_2^* + Barctg\frac{\varphi}{\eta_{\mathrm{v}}}]\} + \overline{P}_b + \overline{P}_m} \tag{9.117}$$

w którym $\eta_v(\varphi)$ bądź wzorem:

$$\eta = \frac{\psi \cdot \varphi}{2 \cdot (\varphi + \Delta\varphi \frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}}) \cdot \{1 - (\varphi + \Delta\varphi \frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi_N}}) ctg[(1+B)\beta_2^* + Barctg\varphi_2)]\} + \overline{P}_b + \overline{P}_m}$$

(9.118)

Przedstawione równania opisują charakterystyki pompy oraz współzależności charakterystyk od parametrówkonstrukcyjnych wirnika bazując na hipotezie pracy pompy w zmiennych warunkach $B = const.$ Parametry nieruchomych elementów pompy związane są z ich charakterystykami strat hydraulicznych, a te z kolei z charakterystyką $\Sigma\psi_s(\varphi)$. Geometria uszczelnień wewnętrznych decyduje o stratach objętościowych pompy.

Istotny wpływ na kształt omówionych charakterystyk ma wybór punktu nominalnego $N(\varphi_N, \psi_N)$ położonego na linii $\psi(\varphi)$, jak również założone w tym punkcie poziomy sprawności całkowitej η_N, objętościowej $\eta_{\mathrm{v}N}$ oraz hydraulicznej η_{hN}.

10. ZAKOŃCZENIE

W algorytmach metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe (rozdział 9) zostały podane komplety wzorów wymagane do obliczeń parametrów przepływowych i geometrycznych kanałów hydraulicznych. W poszczególnych podrozdziałach, po przedstawieniu algorytmów, zostały omówione wybrane nowe zależności wynikające z wymagań stawianych tego typu maszynom. Wyprowadzenie tych wzorów zostało podane w [7], [8], [9], [11], [12], [13], [59], [60], [62], [63].

Opracowanie i dalsze doskonalenie metod projektowania pomp spełniających specjalne wymagania ruchowe było realizowane w Pracowni Pomp Przepływowych, a następnie po zmianach organizacyjnych w Zakładzie Maszyn Wodnych i Mechaniki Płynów Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej w ramach następujących projektów badawczych finansowanych przez Komitet Badań Naukowych:

- Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J., Papierski A., Woźniak D., Badania przepływu w wielostopniowych pompach odśrodkowych. Nr Arch. 1277. Grant KBN 90361 91 01 kwiecień 1994.
- Błaszczyk A., Najdecki S.,., Papierski A., Woźniak D. Rachilewicz L. Teoretyczne i doświadczalne badania struktury przepływu pomp przeznaczonych do pracy w różnych warunkach zainstalowania. Nr Arch. 1458. Grant KBN PB 7T07B04812 wrzesień 2000.
- Staniszewski J., Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A., Badania struktury przepływu w kierownicach odśrodkowych promieniowych pomp wielostopniowych. Nr Arch. 1467 Grant KBN 7 T07B 04313 listopad 2001.
- Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A., Staniszewski J., Numeryczno-eksperymentalne badania struktury przepływu3D w ruchomych i nieruchomych elementach układu przepływowego odśrodkowych pomp wielostopniowych. Nr Arch. 1501. Grant KBN 1494/T07/2001 marzec 2004.
- Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J., Papierski A., Projekt badawczy KBN Nr 7 T07B 014 20 pt.: „Numeryczno-eksperymentalne badania struktury przepływu w ruchomych i nieruchomych elementach układu przepływowego odśrodkowych pomp wielostopniowych” – realizowany w IMP PŁ; zakończony w 2003 roku.
- Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J., Papierski A., Projekt badawczy KBN nr 8 T10C 009 20 pt.: „Eksperymentalne określenie trójwymiarowego pola przepływu cieczy w kanałach hydraulicznych maszyn przepływowych” – realizowany w IMP PŁ; zakończony w 2004 roku.
- Papierski A., Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J. Projekt badawczy KBN nr 4 T07B 043 28 pt.: „Optymalizacja półotwartych wirników pomp o niskich wyróżnikach szybkobieżności” – realizowany w IMP PŁ; zakończony w 2008 roku.

- Staniszewski J ., Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A., Projekt badawczy KBN nr 4 T07B 007 30 pt.: „Eksperymentalne i numeryczne badania wielostopniowej pompy odśrodkowej w aspekcie projektowania kanałów hydraulicznych i kształtowania charakterystyk przepływowo-energetycznych" – realizowany w IMP PŁ; zakończony w 2009 roku.
- Najdecki S., Błaszczyk A., Staniszewski J., Papierski A., Projekt badawczy Nr NN502 450633 pt. „Opracowanie metodyki eksperymentalnego określania struktury niestacjonarnego przepływu w kanałach hydraulicznych maszyn przepływowych." – Projekt realizowany w IMP PŁ; zakończony w 2010 roku.

Istotny w finansowaniu prac naukowo-badawczych był udział krajowych producentów pomp zlecających projekty układów hydraulicznych modernizowanych i nowych wielkości maszyn.

W obliczeniach układów hydraulicznych tych pomp były wykorzystywane metody omówione w monografii. Projektowane pompy zostały wdrożone do produkcji i na stanowiskach pracy osiągają żądane kształty charakterystyk przepływu i poboru mocy, a w punktach nominalnych osiągają sprawności o kilka punktów procentowych większe od dotychczas produkowanych. Moce elektryczne silników napędowych tych pomp zawierają się w zakresie 1-2 MW.

Realizacja projektów badawczych KBN oraz współpraca z producentami pomp przyczyniła się do rozwoju bazy badawczej Laboratorium Maszyn Wodnych. Pomiary eksperymentalne prowadzone były na stanowiskach do badania pomp o osi poziomej, których napęd stanowiły:

- silnik elektryczny zawieszony wahliwie na kołysce o mocy 25 kW z bezstopniową regulacją obrotów w zakresie od 0 do 10000 obr/min,
- silnik elektryczny o mocy 75 kW i częstości obrotów 2950 obr/min zawieszony na kołysce,
- silnik elektryczny o mocy 150 kW i częstości obrotów 1450 obr/min zawieszony na kołysce zasilany poprzez falownik.

oraz na stanowisku o osi pionowej z silnikiem o mocy 40 kW i częstości obrotów 2950 obr/min. także zawieszonym na kołysce.

Każde ze stanowisk było wyposażone w głowicę pomiarową, którą był układ hydrauliczny projektowanej pompy.

Oprzyrządowanie pomiarowe wymienionych stanowisk umożliwiało wyznaczenie:

- charakterystyk zewnętrznych pompy,
- wartości przecieków przez uszczelnienia wewnętrzne pompy,
- mocy na wale,
- pomiary parametrów lokalnych ciśnień i prędkości w wybranych punktach i przekrojach kontrolnych układów hydraulicznych badanych pomp.

Pomiary ciśnień lokalnych i prędkości były wykorzystywane do weryfikacji obliczeń numerycznych.

Równolegle z badaniami doświadczalnymi były prowadzone prace dotyczące numerycznego badania struktury przepływu cieczy w układach hydraulicznych pomp.

W obliczeniach tych były wykorzystywane programy:

- własny kod numeryczny do obliczeń 3D,
- CFX Tascflow,
- Ansys CFX.

W ostatnim okresie prace naukowo-badawcze zostały ukierunkowane na:

- optymalizację konstrukcji elementów układów hydraulicznych pomp w aspekcie realizacji zadanych funkcji celu i ograniczeń,
- numeryczne i doświadczalne badania struktury przepływów nieustalonych w kanałach hydraulicznych pomp.

11. LITERATURA

[1] Akhras A., El Hajem M., Morel R., Champagne J. Y.: Internal Flow Investigation of a Centrifugal Pump at the Design Point. Journal of Visualization 4(1), 2001, p. 91-98.

[2] Akhras A., El Hajem M., Morel R., Champagne J. Y.: The Flow Rate Influence on the Interaction of a Radial Pump Impeller and the Diffuser. International Journal of Rotating Machinery, 10(4), 2004, p. 309-317.

[3] American National Standard for Centrifugal Pumps for Nomenclature Defintions. Aplication and Operation. ANSI/HI 1,1 – 1,5. Hydraulie Institute. NewYork, 2001.

[4] Aysheshim W., Stoffel B.: Numerical and Experimental Investigation on a Centrifugal Pump Stage With and Without a Diffuser. Experimental Part. 20th IAHR – Symposium. Carlotte, USA, 2000, Paper No. CFDD-G01.

[5] Baldwin B.S., Lomax H.: Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flow. AIARA 16 TH, Aerospace Sciences Meeting Huntsville. Alabama/January 16-18.1978. Paper 78-257, 9 p. 13 refs.

[6] Błaszczyk A., Kantyka K.: Koncepcja optymalizacji sprawności i nadwyżki antykawitacyjnej (NPSH) stopnia wlotowego odśrodkowej pompy wielostopniowej lub jednostopniowej. Politechnika Łódzka, Zeszyty naukowe, Instytut Maszyn Przepływowych. Cieplne Maszyny Przepływowe Turbomachinery, nr 136/2010.

[7] Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J., Papierski A., Woźniak D.: Badania układów przepływowych pomp o specjalnych wymaganiach eksploatacyjno-ruchowych. PB Nr 7 S101 051 06. Łódź 1997.

[8] Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A., Staniszewski J.: Numeryczno-eksperymentalne badania struktury przepływu 3D w ruchomych i nieruchomych elementach układu przepływowego odśrodkowych pomp wielostopniowych. Projekt badawczy Komitetu Badań Naukowych. PB Nr 7T07B01420. Łódź 2004.

[9] Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J., Papierski A., Woźniak D.: Badania przepływu w wielostopniowych pompach odśrodkowych. PB Nr 90361 91 01. Łódź 1994.

[10] Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J., Papierski A.: Eksperymentalne określenie trójwymiarowego pola przepływu cieczy w kanałach hydraulicznych maszyn przepływowych. PBN Nr 8 T10C 009 20. Łódź 2004.

[11] Błaszczyk A., Najdecki S.,., Papierski A., Woźniak D., Rachilewicz L.: Teoretyczne i doświadczalne badania struktury przepływu pomp przeznaczonych do pracy w różnych warunkach zainstalowania. PB Nr 7T07B04812. Łódź 2000.

[12] Błaszczyk A.: Metoda projektowania pomp o specjalnych wymaganiach eksploatacyjno-ruchowych z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych. Rozprawa habilitacyjna. Łódź 2003.

[13] Błaszczyk A.: Metoda projektowania pomp promieniowych o nieprzeciążanych charakterystykach poboru mocy. Rozprawa doktorska. Łódź 1996.

[14] Błaszczyk A.: Sposób wyznaczania parametrów na wlocie do wieńca łopatkowego promieniowego koła wirnikowego. HYDRO-FORUM'85. Konferencja Naukowo-Techniczna. Gdańsk, wrzesień 1985.

[15] Bradshow P. (ed.): Turbulence. Topics in Applied Physics, Vol. 12, Springer,1978.

[16] Burguburn S., Toussaint C., Bonhoume Ch., Leroy G.: Numerical Optymization of Turbomachinery Bladings. Journal of Turbomachinery, Vol. 126, No. 1, 2004.

[17] Byskov R., Jacobsen Ch., Pedersen N.: Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions. Part II. Large Eddy Simulations. Journal of Fluids Engineering. Vol. 125, No. 1, January 2003.
[18] Cebeci T., Smith A.M.O.: Analysis of Turbulent Boundary Layers, Accad. Press., 1974.
[19] Denton J.D.: The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage of Turbomachines. Journal of Turbomachinery. Vol. 114, January 1992.
[20] Esch van P.B.M., Kruyt N.P. Hydraulic Performance of a Mixed-Flow Pump Unsteady Inviscid Computations and Loss Models. Journal of Fluids Engineering. Vol. 123, No. 2, June 2001.
[21] Furukawa A., Nakagawa T., Takahara H., Ono Y. Pressure Fluctuation in a Vaned Diffuser Downstream from a Centrifugal Pump Impeller. International Journal of Rotating Machinery, 9, 2003, p. 285-292.
[22] Goto A., Zangeneh M.: Hydrodynamic Design of Pump Diffuser Using Inverse Design Method and CFD. Journal of Fluids Engineering. Vol. 124, June 2002.
[23] Hutchinson B. R. and Raithby G. D.: Amultigrid method based on the additive correction strategy Numerical Heat Transfer, 9:511-537, 1986.
[24] IAN FOSTER: Designing and Building Parallel Programs, ISBN 0-201-57594-9; Published by Addison-Wesley, dostępne też jako http://www-unix.mcs.anl.gov/dbpp/
[25] Jackowski K., Jankowski Z., Jędral W.: Układy pompowe. Wydawnictwa Politechnik Warszawskiej. Warszawa 1992.
[26] Japikse D., Marcher W.D., Furst R.B.. Centrifugal Pump Design and Performance. Concepts ETI, Inc.1996.
[27] Jędral W.: Pompy wirowe odśrodkowe. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1996.
[28] Jędral W.: Pompy wirowe. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa 2001.
[29] Katalog pomp przemysłowych WAFAPOMP 1970r.
[30] Katalog pomp zatapialnych firmy FLYGT 1986/87.
[31] Kazimierski Z. Numeryczne wyznaczanie przepływów turbulentnych. Ossolineum, Wrocław 1992.
[32] Korczak A., Rokita J.: Pompy i układy pompowe – obliczenia i projektowanie. Wydawnictwo Politechnik Śląskiej. Gliwice 1998.
[33] Kowasik I. J., Messina J.P., Cooper P., Meald Ch.C.: Pump Handbook Thrid Edition. Me Graw-Hill. New York, 2001.
[34] Kuczewski St.: Metoda obliczenia kąta wypływu. Prace ITC, Z. 15.IX. Warszawa 1961.
[35] Kuczewski St.: Przybliżona metoda obliczania charakterystyk promieniowych pomp wodnych. Prace instytutu techniki cieplnej. Rok IX Zeszyt 18, Łódź 1962.
[36] Kuczewski St.: Wentylatory. PWN Warszawa 1978.
[37] Launder B.E., Spalding D.B.: Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, 1972.
[38] Łazarkiewicz S., Troskolański A.T.: Nowoczesne kierunki w rozwoju pomp wirowych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 1966.
[39] Łazarkiewicz Sz., Troskolański A.: Pompy wirowe. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 1973.
[40] Łomakin A.A.: Cientrobieżnyje i osiewyje nasosy. Maszynostrojenie, Moskwa 1966.

[41] Najdecki S., Błaszczyk A., Staniszewski J., Papierski A.: Opracowanie metodyki eksperymentalnego określania struktury niestacjonarnego przepływu w kanałach hydraulicznych maszyn przepływowych. PB NN 502 450633.
[42] Norma PN – ISO 9908. Wymagania techniczne dla pomp odśrodkowych klasa III, marzec 1996.
[43] Ostwald M.: Podstawy optymalizacji konstrukcji. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2003.
[44] Papierski A., Błaszczyk A., Najdecki S., Staniszewski J.: Optymalizacja półotwartych wirników pomp o niskich wyróżnikach szybkobieżności. KBN 4 T07B 043 28. Łódź 2007.
[45] Papierski A., Rabiega M.: Multiblock Parallel Computation of an Incompressible 3-D Flowing Turbomachines. TASK QUARTELY 3, No 1, 1999.
[46] Papierski A.: Numeryczne badania struktury przepływu trójwymiarowego w pompach odśrodkowych metodą dekompozycji obszaru. Rozprawa doktorska, Łódź 2002.
[47] Papierski A.: Wielokryterialna i wielopoziomowa optymalizacja kształtu półotwartych wirników pomp o niskich wyróżnikach szybkobieżności. Zeszyty Naukowe, Nr 1073 Politechnika Łódzka, Łódź 2010.
[48] Pedersen N., Larsen P., Jacobsen Ch.: Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions, Part I. Partide Image Volcimetry (PIV) and Lasser Doppler Volcimetry (LVD) Measurments. Journal of Fluids Engineering. Vol. 125, No.1, January 2003.
[49] Plutecki J., Skrzypacz J.: CFD Simulation of 3D Flow in a Pump Stator with a Spherical Surface. World Pumps. August 2003.
[50] Polska Norma PN-90/M-44000. Przenośniki cieczy. Nazwy, określenia i podział.
[51] Pyka M., Liszka Sz.: Potencjał oszczędności energii w napędach elektrycznych oraz europejskie mechanizmy promocji oraz jego wykorzystanie. Zeszyty Problemowe Maszyny Elektryczne, Nr 78, 2007.
[52] Rydlewicz J.: Charakterystyki kół wirnikowych dmuchaw promieniowych – Opracowanie zbiorcze, Biul. Nr/47-48/19563.
[53] Rydlewicz J.: Porównanie wyników badań kół wirnikowych dmuchaw promieniowych z wynikami obliczeń metodą S. Kuczewskiego – Arch. P.N. Kat. CMP Nr 62, 6-413.
[54] Rydlewicz J.: Wentylatory i pompy przepływowe. Politechnika Łódzka. Skrypt dla szkół wyższych, Łódź 1989.
[55] Sinha M., Katz J.: Qantitative Vizualization of the Flow in a Centrifugal Pump With Diffuser Vanes-I: On Flow Structures and Turbulence, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 122, No. 1, March 2000.
[56] Sinha M., Katz J., Meneveau Ch.: Quantitative Visualization of the Flow in Centrifugal Pumps With Diffuser Vanes.-II:Addressing Passage Averaged and Large-Eddy Simulation Modeling Issues in Turbomachinery Flows. Journal of Fluids Engineering. Vol. 122, No. 1, March 2000.
[57] Sinha M., Pinarbasi A., Katz.J.: The Flow Structure During Onset and Developed States of Rotating Stall With Vaned Diffuser of a Centrifugal Pump. Journal of Fluids Engineering. Vol. 123, September 2001.
[58] Staniszewski J., Błaszczyk A.: Badania przepływu w nieruchomych elementach wielostopniowej pompy odśrodkowej. Materiały konferencyjne TRANSHYDRO'94. Wrocław – Sobótka, 1994.

[59] Staniszewski J., Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A.: Eksperymentalne i numeryczne badania wielostopniowej pompy odśrodkowej w aspekcie projektowania kanałów hydraulicznych i kształtowania charakterystyk przepływowo-energetycznych. 4 T07B 007 30, Łódź 2009.
[60] Staniszewski J., Błaszczyk A., Najdecki S., Papierski A: Badania struktury przepływu w kierownicach odśrodkowych promieniowych pomp wielostopniowych, PB Nr 7T07B 04313, Łódź 2001.
[61] Staniszewski J., Najdecki S., Papierski A.: Numerical and Experimental Investigations of a Flow in the Centrifugal Vaned Diffuser of the Multistage Radial Pump. Zeszyty Naukowe PŁ, Cieplne Maszyny Przepływowe, 122/2002.
[62] Staniszewski J.: Metoda projektowania pomp promieniowych o żądanym kształcie charakterystyki przepływowej. Rozprawa doktorska. Łódź 1982.
[63] Staniszewski J.: Projektowanie i wyznaczanie własności hydrauliczno-energetycznych stopnia odśrodkowych pomp wielostopniowych o zadanej charakterystyce przepływu. Politechnika Łódzka, Zeszyty naukowe, nr 1065, Rozprawy Naukowe, z. 391, Łódź 2010.
[64] Stepanoff A. J.: Centrifugal and Axial Flow Pump (2-nd Ed) New York: J. Wiley and Sons Inc., 1957.
[65] Stępniewski M.: Pompy. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1985.
[66] Suchanow D.J.: Arnerikanskije centrobieżnyje nasosy i mietod ich rasczeni, M.Ł. Gonti, 1938.
[67] Susik M.: Optymalizacja kształtu łopaty wirnika pompy diagonalnej ze względu na własności kawitacyjne. Praca dyplomowa D-1069 Łódź 2009.
[68] TASCFLOW THEORY Manual.
[69] Veress A., Van den Braembussche R.: Inverse Design and Optimization of a Return Channel for Multistage Compressor. Journal of Fluids Engineering. Vol. 126, No. 5, September 2004.
[70] Wajda A.: Metoda obliczeniowa wyznaczania charakterystyki przepływu pompy wirowej odśrodkowej jednostopniowej. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Komunikat 181, Wrocław 1976.
[71] Walczak J., Cichoń L.: Analiza rozkładu prędkości w promieniowym dyfuzorze równoległo-tarczowym. Instytut Techniki Cieplnej, Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, No. 17, 1978.
[72] Zhou W., Zhao Z., Lee T.S., Winoto S.H.: Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics. International Journal of Rotating Machinery, 9 (1), 2003, p. 49-61.

ISBN 978-83-7283-403-4