

LESZEK OSIECKI

MECHANIZMY ROZRZĄDU
HYDRAULICZNYCH MASZYN
WIELOTŁOCZKOWYCH
OSIOWYCH

POLITECHNIKA GDAŃSKA

monografie

72

POLITECHNIKA GDAŃSKA

LESZEK OSIECKI

MECHANIZMY ROZRZĄDU
HYDRAULICZNYCH MASZYN
WIELOTŁOCZKOWYCH
OSIOWYCH



GDAŃSK 2006

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Romuald Szymkiewicz

REDAKTOR PUBLIKACJI NAUKOWYCH

Janusz T. Cieśliński

REDAKTOR SERII

Janusz T. Cieśliński

RECENZENCI

Andrzej Balawender

Edward Palczak

PROJEKT OKŁADKI

Jolanta Cieślawska

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Gdańskiej

Wydawnictwa PG można nabywać w księgarni PG (Gmach Główny)
i zamawiać listownie lub pocztą elektroniczną pod adresem:
Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej
ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, tel. (0 58) 347 22 99
e-mail: wydaw@pg.gda.pl, www.pg.gda.pl/WydawnictwoPG

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej
Gdańsk 2006

Utwór nie może być powielany i rozpowszechniany, w jakiegokolwiek formie
i w jakikolwiek sposób, bez pisemnej zgody wydawcy

ISBN 83–7348–157–5

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Wydanie I. Ark. wyd. 15,6. Ark. druku 13,0
72/436. Zamówienie nr 137/2006

Druk: Zakład Poligrafii Politechniki Gdańskiej
ul. G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, tel. 0 58 347 23 56

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń stosowanych w pracy	7
Sposób tworzenia oznaczeń analizowanej wersji mechanizmu rozrządu	9
1. WSTĘP	11
1.1. Maszyny wielotłoczkowe osiowe z rozrządem czołowym	11
1.1.1. Straty energetyczne generowane przez rozrząd czołowy	12
1.2. Koncepcja jednostki wielotłoczkowej z odciążonym rozrządem sterowanym	13
1.2.1. Konstrukcja pompy wielotłoczkowej osiowej z rozrządem krzywkowym	14
1.3. Cel i zakres pracy	15
1.3.1. Aktualny stan wiedzy	16
1.3.2. Przewidywany zakres prac	17
1.3.3. Metodyka badań	18
1.3.4. Weryfikacja doświadczalna	19
2. BUDOWA I KINEMATYKA MECHANIZMÓW ROZRZĄDU	20
2.1. Rozrząd czołowy	20
2.1.1. Kinematyka elementów roboczych jednostki z rozrządem czołowym	21
2.2. Rozrząd sterowany krzywką	24
2.2.1. Kinematyka elementów roboczych jednostki z rozrządem krzywkowym	25
2.2.1.1. Kryteria oceny zarysu krzywki sterującej	26
2.2.1.2. Zarys wykładniczy	28
2.2.1.3. Zarys kombinowany	31
2.2.1.4. Zarys hiperboliczny	37
2.2.1.5. Wybór najkorzystniejszego zarysu krzywki sterującej	39
3. PRZEBIEG PROCESU OTWIERANIA (ZAMYKANIA) OKIEN ROZRZĄDU	40
3.1. Założenia wstępne	41
3.2. Rozrząd czołowy	42
3.2.1. Zmiany funkcji otwarcia okna w podstawowej wersji rozrządu czołowego	44
3.2.2. Zmiany funkcji otwarcia dla rozrządu czołowego z oknami okrągłymi	47
3.2.3. Wpływ kąta zaślepienia komory na proces otwierania/zamykania okna	50
3.3. Rozrząd sterowany krzywką	52
3.3.1. Zmiany funkcji otwarcia okna w podstawowej wersji rozrządu krzywkowego	53
3.3.2. Wpływ funkcji zarysu krzywki sterującej na proces otwierania okna	54
3.3.3. Wpływ amplitudy zarysu krzywki sterującej na proces otwierania okna	55
3.3.4. Wpływ kształtu przecięcia w tulei rozrządu na proces otwierania okna	58
3.3.5. Wpływ kąta zaślepienia komory na proces otwierania/zamykania okna	61
3.3.6. Wpływ kształtu i położenia tłoczków na przebieg zjawiska otwierania/ zamykania okna	62
3.3.6.1. Wpływ odległości pomiędzy tłoczkami na przebieg zjawiska przesłaniania	64
3.3.6.2. Wpływ kształtu tłoczka na przebieg zjawiska przesłaniania	65
3.3.6.3. Wpływ amplitudy zarysu krzywki na wymaganą wielkość podtoczenia	69
3.3.6.4. Wpływ wzajemnego przesunięcia tłoczków i tulejek rozrządu na zjawisko przesłaniania	70
3.4. Porównanie przebiegów otwarcia okien rozrządu czołowego i krzywkowego	71
4. PRĘDKOŚĆ PRZEPLYWU CIECZY ROBOCZEJ PRZEZ OKNA ROZRZĄDU	74
4.1. Rozrząd czołowy	74

4.1.1. Chwilowa prędkość przepływu w oknie wersji podstawowej rozrządu czołowego	75
4.1.2. Chwilowa prędkość przepływu w rozrządzie czołowym z oknami okrągłymi	76
4.1.3. Wpływ kąta zaślepienia komory cylindrowej na chwilową prędkość przepływu w oknie rozrządu czołowego	78
4.2. Rozrząd sterowany krzywką	80
4.2.1. Chwilowa uśredniona prędkość przepływu w oknie wersji podstawowej rozrządu krzywkowego	80
4.2.2. Wpływ zarysu krzywki i jego amplitudy na prędkość chwilową w oknie	81
4.2.3. Wpływ kształtu okna na chwilową prędkość przepływu	83
4.2.4. Wpływ wartości kąta zaślepienia komory na chwilową prędkość przepływu	84
4.3. Wpływ kształtu i położenia tłoczków na prędkość przepływu cieczy przez mechanizm rozrządu krzywkowego	85
4.3.1. Zjawisko przesłaniania okna rozrządu przez końce tłoczków	85
4.3.2. Wpływ kształtu zakończeń tłoczków na chwilową prędkość przepływu	87
4.4. Porównanie prędkości przepływu w oknach rozrządu czołowego i krzywkowego	88
4.4.1. Wartość średnia prędkości przepływu	90
4.5. Wpływ kinematyki elementów rozrządu na prędkość strumienia cieczy	91
4.5.1. Mechanizm rozrządu czołowego	91
4.5.2. Mechanizm rozrządu sterowanego krzywką	93
4.5.3. Wartość średnia prędkości wypadkowej	93
4.6. Straty ciśnieniowe generowane przez mechanizm rozrządu	94
5. UBOCZNE ZJAWISKA SZKODLIWE I MOŻLIWOŚĆ ICH MINIMALIZACJI	96
5.1. Kinematyczna nierównomierność przepływu cieczy roboczej	96
5.1.1. Jednostki z rozrządem czołowym	96
5.1.2. Jednostki z rozrządem sterowanym krzywką	97
5.2. Zjawiska wywołane ściślnością cieczy roboczej	102
5.2.1. Przestrzeń martwa w maszynach waporowych	103
5.2.1.1. Wartości współczynnika ε_m w jednostkach z rozrządem czołowym	103
5.2.1.2. Wartości współczynnika ε_m w jednostkach z rozrządem krzywkowym	107
5.2.2. Straty energetyczne wywołane zjawiskiem sprężania cieczy w przestrzeni martwej	108
5.3. Dynamiczna nierównomierność przepływu cieczy roboczej	111
6. ZMIANA WYDAJNOŚCI JEDNOSTEK WIELOTŁOCZKOWYCH	112
6.1. Zmiana liczby czynnych komór roboczych	112
6.2. Zmiana przebiegów wydajności chwilowej komór roboczych	113
6.3. Zmiana wydajności w jednostkach z rozrządem czołowym	114
6.3.1. Zmiana wydajności przez zmianę fizycznego skoku tłoczków	114
6.3.1.1. Obciążenia działające na elementy mechanizmu zmiany wydajności	115
6.3.1.2. Wpływ kąta wychylenia tarczy na zjawiska niepożądane	118
6.3.2. Zmiana wydajności przez obrót kolektora czołowego	118
6.3.2.1. Obciążenia działające na elementy mechanizmu zmiany wydajności	119
6.3.2.2. Wpływ obrotu kolektora na zjawiska niepożądane	119
6.4. Zmiana wydajności w jednostkach z rozrządem sterowanym krzywką	124
6.4.1. Zmiana liczby czynnych komór roboczych	124

6.4.2. Zmiana przebiegów wydajności chwilowej komór roboczych	126
6.4.2.1. Zmiana kąta nachylenia tarcz oporowych	126
6.4.2.2. Obrót tarcz oporowych względem siebie na wale	127
6.4.2.3. Przesunięcie osiowe krzywki na wale	128
6.4.2.3.1. Zarys krzywki sterującej	130
6.4.2.3.2. Przebieg zmian wydajności	134
6.4.2.3.3. Zjawiska zachodzące podczas zmiany wydajności maszyny	135
6.4.2.3.4. Przesłanianie okien rozrządu przez końce tłoczków	138
6.4.2.3.5. Prędkość przepływu w oknach rozrządu	144
6.4.2.4. Obrót krzywki na wale	146
6.4.2.4.1. Zarys krzywki sterującej	147
6.4.2.4.2. Przebieg zmian wydajności	148
6.4.2.4.3. Zjawiska zachodzące podczas zmiany wydajności maszyny	149
6.4.2.4.4. Przesłanianie okien rozrządu przez końce tłoczków	151
6.4.2.5. Złożony ruch krzywki na wale	155
6.4.2.5.1. Przebieg zmian wydajności	156
6.4.2.5.2. Zjawiska zachodzące podczas zmiany wydajności	158
7. WŁASNOŚCI EKSPLOATACYJNE MASZYN Z ROZRZĄDEM KRZYWKOWYM ...	160
7.1. Kierunek obrotów wału napędowego	160
7.2. Sprawność przetwarzania energii	162
7.2.1. Sprawność objętościowa	162
7.2.2. Sprawność mechaniczna	165
7.2.3. Sprawność ciśnieniowa	167
7.2.4. Sprawność mechaniczno-ciśnieniowa	167
7.2.5. Sprawność całkowita pompy o stałej wydajności	168
7.2.6. Sprawność pompy o zmiennej wydajności	169
7.3. Wydajność energetyczna z jednostki masy i objętości	170
7.3.1. Wydajność (chłonność) poszczególnych maszyn	170
7.3.2. Maksymalna prędkość obrotowa	171
7.3.3. Maksymalne ciśnienie pracy	172
7.3.4. Gabaryty i masa maszyny	173
7.3.5. Porównanie rezultatów	174
7.4. Praca silnikowa	174
7.4.1. Sprawność objętościowa w pracy silnikowej	175
7.4.2. Sprawność mechaniczno-ciśnieniowa w pracy silnikowej	175
7.4.3. Sprawność całkowita w pracy silnikowej	177
7.4.4. Sprawność jednostek o zmiennej chłonności w pracy silnikowej	177
7.5. Pozostałe własności eksploatacyjne	178
8. REZULTATY BADAŃ LABORATORYJNYCH	180
8.1. Warunki badań	180
8.2. Pompy o stałej wydajności	180
8.2.1. Wpływ geometrii elementów roboczych na własności pompy	181
8.2.1.1. Zespół bloku cylindrowego	181
8.2.1.2. Zespoły tłoczek-stopka	182
8.2.1.3. Wirnik pompy	183
8.2.2. Sprawność pomp typu PWK	184
8.2.2.1. Metodyka pomiarów sprawności	184
8.2.2.2. Sprawność pompy PWK-27	185
8.2.2.3. Sprawność pompy PWK-78	188
8.2.3. Porównanie uzyskanych wyników z innymi konstrukcjami pomp	190
8.2.4. Sprawność pomp PWK w pracy silnikowej	193

8.2.5. Charakterystyka kawitacyjna pomp PWK	194
8.2.6. Hałaśliwość pompy PWK	195
8.2.7. Osiągnięty stosunek mocy do masy pompy	196
8.2.8. Badania trwałościowe	197
8.3. Pompa o zmiennej wydajności	197
8.4. Podsumowanie rezultatów badań	197
9. PODSUMOWANIE	199
9.1. Potencjalne obszary zastosowania maszyn z rozrządem krzywkowym	200
9.1.1. Pompy o stałej wydajności	200
9.1.2. Pompy o zmiennej wydajności	201
9.1.3. Silniki z rozrządem krzywkowym	202
Bibliografia	203
Streszczenie w j. polskim	207
Streszczenie w j. angielskim	208

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

a	– przyspieszenie
b	– szerokość
d	– średnica
g	– głębokość
h	– wysokość
l	– długość
n	– liczba (np. tulejek rozrządu lub tłoczków w maszynie)
p	– ciśnienie
q_j	– jednostkowe natężenie przepływu (na 1 obrót wału lub dla 1 komory)
r	– promień krzywizny
s	– amplituda skoku (zarysu krzywki)
t	– czas
v	– prędkość liniowa
x	– przemieszczenie liniowe
A	– pole powierzchni
D	– średnica podziałowa
F_t	– siła tarcia
K	– moduł odkształcenia objętościowego cieczy roboczej
M_{tp}	– moment teoretyczny
P	– moc
Q	– natężenie przepływu
V	– objętość
Z	– funkcja zarysu krzywki
α	– kąt nachylenia zarysu krzywki
χ	– współczynnik nastawy wydajności
γ	– kąt nachylenia powierzchni roboczej tarczy oporowej względem osi wału
δ	– współczynnik nierównomierności natężenia przepływu
ε_A	– współczynnik względnej powierzchni okna rozrządu (wsp. otwarcia okna)
ε_m	– współczynnik względnej objętości przestrzeni martwej
ε_t	– współczynnik względnej powierzchni okna
ζ	– współczynnik korelacji
η_c	– sprawność całkowita
η_{hm}	– sprawność mechaniczno-ciśnieniowa
η_v	– sprawność objętościowa
μ	– współczynnik tarcia pomiędzy tłoczkiem a elementem napędzanym
ρ	– gęstość cieczy roboczej
φ_o	– kąty charakterystyczne procesu otwierania okna
φ_s	– kąt zaślepienia komory cylindrowej
φ_w	– kąt obrotu wału maszyny
φ_z	– kąty charakterystyczne procesu zamykania okna
ψ_s	– kąt przesunięcia fazowego funkcji otwarcia okna
ω	– prędkość kątowna
Δb_m	– przekrycie na mostku rozrządczym
ΔV	– zmiana objętości
Δx	– przesunięcie

- θ – podziałka kątowna otworów w bloku cylindrowym
 Ω – funkcja kryterium oceny zarysu krzywki

Indeksy dolne

- a – tarcza oporowa
 c – komora cylindrowa
 k – krzywka sterująca lub jej zarys
 m – mostek rozrządu
 n – kamień rozrządu
 o – okno rozrządu
 p – pompa jako całość
 r – tuleja rozrządu
 s – silnik jako całość
 tl – tłoczek
 w – wał napędowy (lub wirnik maszyny)

Indeksy górne

- ' – wartość chwilowa
 s – kanał ssawny (niskociśnieniowy)
 t – kanał tłoczny (wysokociśnieniowy)

Sposób tworzenia oznaczeń analizowanej wersji mechanizmu rozrządu

Maszyny z rozrządem czołowym: □ □ – np. B4

Typ maszyny	_____	_____	Kształt i wielkość okien rozrządu:
A – $q_j = 20 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, 7 tłoczków			1 – okna „nerkowate”, $\varepsilon_i = 0,3$
B – $q_j = 20 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, 9 tłoczków			2 – okna „nerkowate”, $\varepsilon_i = 0,5$
C – $q_j = 80 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, 7 tłoczków			3 – okna „nerkowate”, $\varepsilon_i = 0,7$
D – $q_j = 80 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, 9 tłoczków			4 – okna okrągłe, $\varepsilon_i = 0,5$
			5 – okna okrągłe, $\varepsilon_i = 0,7$

Maszyny z rozrządem krzywkowym: □ □ □ □ – np. E2K3F

Wielkość maszyny	_____	_____	Kształt okien rozrządu ^{*)**)}
E – $q_j = 20 \text{ cm}^3/\text{obrót}$			P – okna prostokątne
F – $q_j = 80 \text{ cm}^3/\text{obrót}$			F – okna frezowane frezem palcowym
			W – okna o kształcie wyjściowym
Wielkość okien rozrządu	_____	_____	Amplituda zarysu krzywki ^{*)}
1 – $\varepsilon_i = 0,3$			0 – 100% szerokości okna rozrządu
2 – $\varepsilon_i = 0,5$			1 – 110% szerokości okna rozrządu
			2 – 120% szerokości okna rozrządu
			3 – 130% szerokości okna rozrządu
			4 – 140% szerokości okna rozrządu
			5 – 150% szerokości okna rozrządu
			6 – 160% szerokości okna rozrządu
			7 – 170% szerokości okna rozrządu
			A – 141% szerokości okna rozrządu
			B – 164% szerokości okna rozrządu
Kształt zarysu krzywki	_____	_____	
H – zarys hiperboliczny H100			
K – zarys kombinowany K3			
S – zarys sinusoidalny			
L – zarys liniowo-wykładniczy LW1			

^{*)} brak oznaczenia w polu 4 i 5 (amplituda zarysu krzywki i kształt okna rozrządu) wskazuje, że analizowana jest wersja wyjściowa 2W

^{**)} brak oznaczenia w polu 5 (kształt okna rozrządu) wskazuje, że analizowana jest wersja z oknem o kształcie wyjściowym W

Rozdział 1

WSTĘP

1.1. Maszyny wielotłoczkowe osiowe z rozrzędem czołowym

Spośród wielu odmian pomp i silników waporowych stosowanych wspólnie w układach hydrostatycznego napędu i sterowania szczególne miejsce zajmują maszyny wielotłoczkowe osiowe, występujące w dwóch odmianach konstrukcyjnych: jako jednostki z wychylną tarczą (rys. 1.1a) i z wychylnym (łamanym) korpusem (rys. 1.1b). Wynika to z faktu, że obie odmiany tych maszyn osiągają parametry niedostępne dla pozostałych konstrukcji, takie jak:

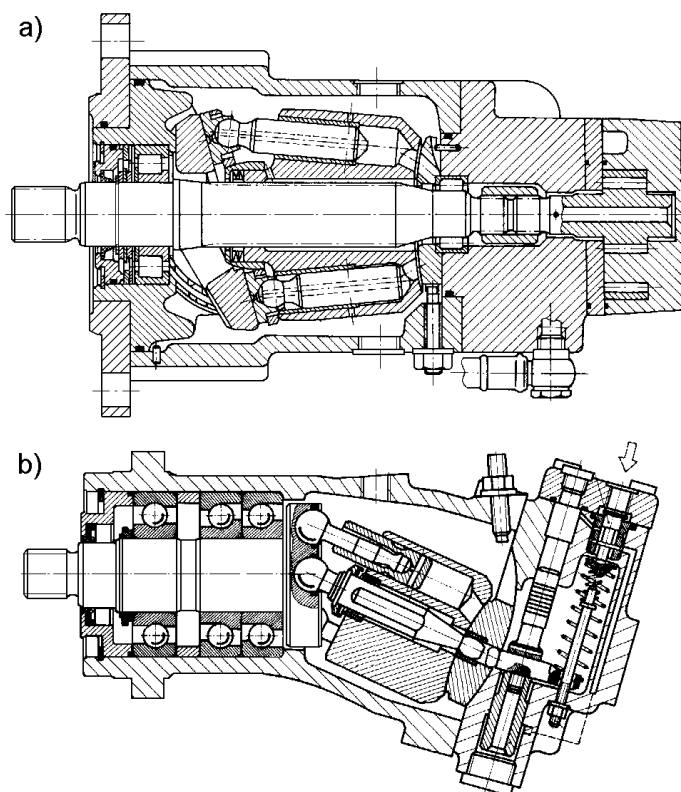
- ciśnienie pracy ciągłej, dla większości współczesnych maszyn osiągające 40 MPa (niekiedy nawet wyższe). Pompy promieniowe z rozrzędem zaworowym mogą co prawda pracować przy znacznie wyższych ciśnieniach (do 100 MPa), nie rekompensuje to jednak poważnych wad i ograniczeń, eliminujących je z szerszego zastosowania;
- najwyższy wśród wszystkich maszyn waporowych poziom osiąganej sprawności całkowitej (od 0,92 dla jednostek małych do 0,95 dla największych);
- szeroki zakres dopuszczalnych parametrów pracy: prędkość obrotowa do kilku tysięcy obr./min, temperatura i lepkość cieczy roboczej itd.;
- bardzo korzystny (dzięki wysokiemu ciśnieniu i prędkości) stosunek przenoszonej mocy do masy i gabarytów maszyny. Z reguły współcześnie osiąga on kilka kW/kg masy;
- wysoka moc jednostkowa, pozwalająca budować jednostki o mocy rzędu megawatów;
- możliwość pracy przy obu kierunkach obrotów wału napędowego, jak również przy obu kierunkach przepływu mocy (zarówno w pracy pompowej jak i silnikowej);
- szerokie możliwości sterowania wydajnością w obu kierunkach (tzn. zmianę kierunku przepływu cieczy przy stałym kierunku obrotów wału napędowego).

Dzięki powyższym cechom pompy i silniki wielotłoczkowe osiowe od dziesięcioleci stanowią konstrukcję wiodącą, stosowaną powszechnie w najbardziej odpowiedzialnych układach hydrostatycznego napędu i sterowania. Wymienione powyżej parametry odnoszą się przy tym w równej mierze do obu konstrukcji. Długotrwała rywalizacja pomiędzy producentami jednostek z wychylną tarczą i wychylnym korpusem nie została jednoznacznie rozstrzygnięta, o czym świadczy szerokie zastosowanie obu wersji i fakt, że czołowe firmy mają w swej ofercie jednostki obu typów.

Nie są one jednak konstrukcjami nowymi. Pierwsze jednostki z wychylną tarczą powstały w roku 1905, wersja z wychylnym korpusem w roku 1930. Wysokie parametry charakteryzujące współcześnie produkowane pompy i silniki są efektem prac rozwojowych trwających przez cały ten czas. Proces stopniowego wzrostu parametrów postępuje nadal, można jednak zaobserwować malejące jego tempo. Może to świadczyć, że obie konstrukcje zbliżyły się do naturalnych granic, wyznaczonych prawami fizyki.

Napędy hydrostatyczne są jednak zmuszone do ciągłej rywalizacji na rynku z odmiennymi rozwiązaniami napędu: elektrycznym, mechanicznym, pneumatycznym itp. Pojawiające się w ich obszarze, jakościowo nowe koncepcje konstrukcyjne (np. napędy elektryczne wykorzystujące zjawisko nadprzewodnictwa) mogą więc zagrozić konkurencyjności napędu hydrostatycznego i wyprzeć go z rynku. Istnieje konieczność znalezienia nowej koncep-

cji konstrukcyjnej pomp i silników wyporowych, pozwalającej na skokowy wzrost parametrów napędu i poprawę jego konkurencyjności. Dotyczy to w równej mierze parametrów podstawowych, takich jak sprawność całkowita, stosunek mocy przenoszonej do masy napędu czy jego niezawodność, jak też wzrastających wciąż wymagań odnośnie do możliwości sterowania pracą takiego układu. Widoczną od lat tendencją jest łączenie rozmaitych rodzajów napędu ze sterowaniem elektronicznym. Sterowanie takie, o różnym stopniu złożoności: od prostych wzmacniaczy aż do systemów komputerowych włącznie, nie ma w chwili obecnej i w dającej się przewidzieć przyszłości poważnej konkurencji. Pożądane byłoby zatem, by nowa generacja hydraulicznych maszyn wyporowych pozwalała na łatwe sterowanie ich wydajnością za pomocą sygnału elektrycznego o możliwie małej mocy.



Rys. 1.1. Pompy wielotłoczkowe osiowe: a) z wychylną tarczą, b) z wychylnym korpusem

1.1.1. Straty energetyczne generowane przez rozrząd czołowy

Cechą wspólną obu odmian jednostek wielotłoczkowych osiowych jest wykorzystanie w nich rozrządu czołowego. Szczegółowy opis budowy i działania rozrządu czołowego zawiera rozdział 2. Konstrukcja ta, przy swej niewątpliwiej prostocie, stanowi jedno z głównych źródeł strat energetycznych i ograniczeń. Badania jednostek wyposażonych w ten typ rozrządu pozwoliły stwierdzić, że jest on odpowiedzialny za przeszło 50% całkowitych strat energetycznych generowanych w takiej maszynie [48, 66]. Ograniczenie tych strat mogłoby

w istotny sposób poprawić sprawność pomp, silników i wykorzystujących je systemów napędu. Przyczynami tak wysokich strat w omawianym mechanizmie są przede wszystkim:

- hydrostatyczne niezrównoważenie elementów tworzących rozrząd czołowy. Konieczność minimalizacji wysokości szczeliny oddzielającej wirujący bęben cylindrowy od nieruchomego kolektora czołowego, niezależnie od zmieniających się w szerokim zakresie parametrów pracy pomp lub silników, zmusza konstruktorów do wywierania na elementy rozrządu osiowej siły dociskającej je do siebie, przy czym wartość tej siły zmienia się proporcjonalnie do ciśnienia pracy. Konsekwencją tego jest rosnący moment tarcia między bębniem a kolektorem (szczegółowy opis zjawisk zachodzących w tym węźle zamieszczono w rozdziale 7.2.2);
- straty ciśnienia powstające w wyniku gwałtownej zmiany kierunku i prędkości strumienia cieczy roboczej zachodzącej w chwilach jego przejścia między nieruchomym kolektorem a szybko wirującym bębniem cylindrowym;
- straty wywołane przez zmiany objętości cieczy roboczej w przestrzeni martwej. Spowodowane są one ściśliwością cieczy roboczej poddanej zmiennemu ciśnieniu. Duża objętość przestrzeni martwej, nieunikniona przy tym typie rozrządu, powoduje, że straty te osiągają poważne wartości i obniżają sprawność objętościową.

Wszystkie wymienione powyżej zjawiska zostały szczegółowo omówione w następujących rozdziałach prezentowanej pracy. Już teraz można jednak stwierdzić, że sumaryczna wartość wymienionych strat energetycznych w istotny sposób obniża całkowitą sprawność maszyn hydraulicznych i ogranicza w ten sposób konkurencyjność napędu hydrostatycznego względem innych rodzajów napędu dostępnych na rynku.

1.2. Koncepcja jednostki wielotłoczkowej z odciążonym rozrządem sterowanym

Wnioski powyższe są w znacznej mierze efektem wieloletnich prac badawczych prowadzonych kolejno na Politechnice Szczecińskiej i Gdańskiej w zespołach kierowanych przez prof. Andrzeja Osieckiego. W ramach tych prac dokonano szczegółowej analizy zjawisk występujących podczas pracy znanych powszechnie konstrukcji hydraulicznych pomp i silników wielotłoczkowych. W szczególności analizie poddano główne źródła strat energetycznych w tych maszynach i zjawiska odpowiedzialne za stosunkowo wysoki poziom emitowanego przez nie hałasu [3, 6, 9, 35, 48, 64].

Efektom tych prac były kolejne koncepcje nowych rozwiązań konstrukcyjnych pomp i silników wielotłoczkowych osiowych [40, 73]. Ostatecznie pojawiła się koncepcja maszyny pozbawionej głównych wad zaobserwowanych w toku omawianych prac. Maszyna taka jest zasadniczo różna od jednostek produkowanych współcześnie i przy jej projektowaniu nie można było korzystać z większości zdobytych dotychczas doświadczeń. Konstrukcja nowej pompy opracowana przez autora prezentowanej pracy na bazie ww. koncepcji doczekała się szeregu publikacji, w których omówiono szczegółowo leżące u jej podstaw przesłanki badawcze [41, 44, 46]. Została ona również opatentowana w Polsce i za granicą [71, 72].

W dużym skrócie można stwierdzić, że głównymi założeniami tej koncepcji są unieruchomienie bębna cylindrowego i zastąpienie powszechnie stosowanego rozrządu czołowego przez całkowicie nowy, w pełni odciążony hydrostatycznie, rozrząd sterowany krzywką. Umożliwiło to wyeliminowanie z konstrukcji głównych źródeł strat mechanicznych i strat wywołanych oporami przepływu. Dodatkowe zalety takiej jednostki to znacznie ograniczona przestrzeń martwa, co ma istotny wpływ na charakterystyki osiągane podczas pracy pod

wysokim ciśnieniem i hałaśliwość pompy, oraz znacznie mniejsze zapotrzebowanie mocy przez mechanizm zmiany wydajności. Pozwala to na wyeliminowanie serwo mechanizmu hydraulicznego i bezpośrednie sterowanie wydajnością pompy za pomocą elementu wykonawczego małej mocy (np. silnika krokowego).

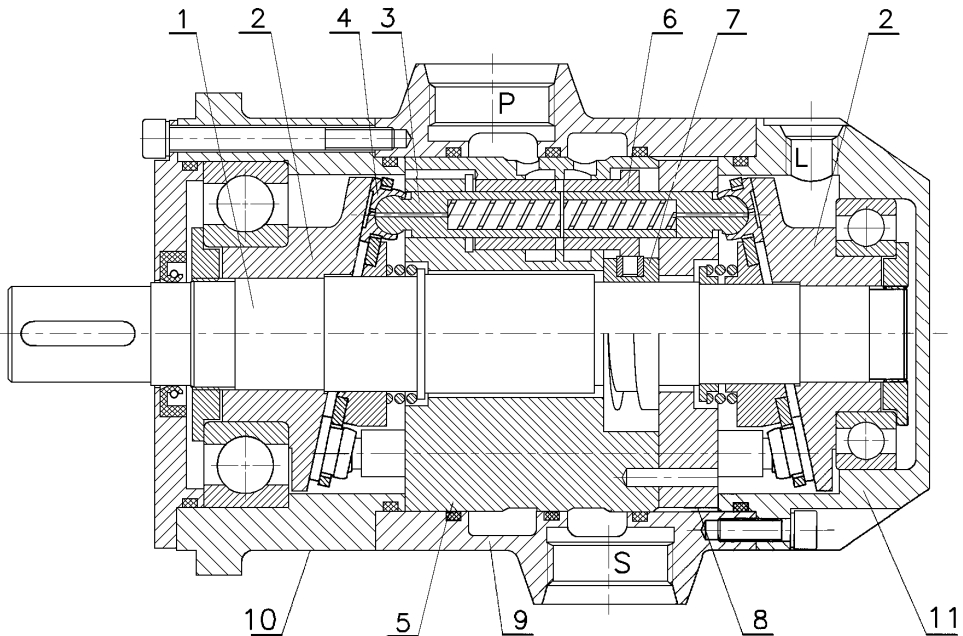
Od szeregu lat w laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej pod kierownictwem autora trwają prace mające na celu rozwój omawianej konstrukcji i wdrożenie jej do seryjnej produkcji. W chwili obecnej można już stwierdzić, że konstrukcja nowej maszyny spełnia pokładane w niej nadzieje, gdyż zbudowane i przebadane prototypy pomp i silników o różnej wielkości osiągają parametry przewyższające wyniki najlepszych produkowanych obecnie jednostek wielotłoczkowych osiowych [42, 47]. Biorąc pod uwagę fakt, że konstrukcje pomp z wychylną tarczą i wychylnym korpusem są znane i bezustannie doskonalone od wielu dziesiątków lat oraz nieporównanie wyższy potencjał finansowy i technologiczny reprezentowany przez czołowych producentów tych jednostek, uzyskane wyniki należy uznać za wielce obiecujące. Dodatkowym potwierdzeniem zalet nowego typu pomp stało się uruchomienie ich produkcji w PHS „Hydrotor” SA w Tucholi. Prace wdrożeniowe prowadzone na Politechnice Gdańskiej współfinansował Komitet Badań Naukowych w ramach projektu celowego.

1.2.1. Konstrukcja pompy wielotłoczkowej osiowej z rozrzędem krzywkowym

Sformułowanie koncepcji nowego typu jednostki wielotłoczkowej pozwoliło na opracowanie szczegółowej konstrukcji maszyny wielotłoczkowej osiowej z rozrzędem krzywkowym (nazywanej dalej maszyną typu PWK). Opierając się na tej konstrukcji wykonano dokumentację konstrukcyjną szeregu jednostek o różnej wielkości (od kilkunastu do stu kilkudziesięciu $\text{cm}^3/\text{obrót}$). Zbudowane na jej podstawie i przebadane w laboratorium kilkanaście prototypów (o wielkości od 17 do 78 $\text{cm}^3/\text{obr.}$) pozwoliło potwierdzić słuszność założonej koncepcji zarówno w pracy pompowej, jak i silnikowej, i w szerokim zakresie parametrów pracy. Potwierdzono także doświadczalnie możliwość bezpośredniego sterowania wydajnością takiej maszyny za pomocą elektromagnesu proporcjonalnego.

Przedstawioną na rys. 1.2 konstrukcję maszyny typu PWK, jak też jej parametry zmierzone podczas laboratoryjnych badań prototypów należy zatem traktować jako punkt wyjściowy do dalszych rozważań nad potencjalnymi możliwościami takiej konstrukcji oraz ewentualnymi dalszymi zmianami konstrukcyjnymi i ich konsekwencjami.

Jednostka typu PWK składa się z wału napędowego 1 z osadzonymi sztywno na nim dwiema symetrycznie położonymi tarczami oporowymi 2. Tarcze te, nachylone pod stałym kątem, współpracują z dwoma zestawami tłoczków 3 za pośrednictwem stopek hydrostatycznych 4. Stopki połączone są z tłoczkami przegubem kulowym. Tłoczki 3 wykonują ruch posuwisto-zwrotny w otworach nieruchomego bloku cylindrowego 5 i pokrywy bloku 8. W każdym otworze współpracują dwa tłoczki 3, wykonujące przeciwbieżne ruchy będące wzajemnie lustrzanym odbiciem. Komory cylindrowe pompy ograniczone są przez czoła tłoczków 3 i wewnętrzną powierzchnię cylindrycznej tulei rozrzędu 6. Tuleja ta ma w środku swej długości obwodowe przecięcie i wykonuje także ruch posuwisto-zwrotny wymuszony przez współpracującą z nią krzywkę osiową 7 osadzoną na wale 1. Dzięki temu ruchowi przecięcie w tulei 6 łączy komorę cylindrową na przemian z kanałem ssawnym lub tłocznym maszyny. Tuleja 6, spełniając funkcję rozrzędu cieczy roboczej, jest przy tym całkowicie odciążona od hydrostatycznych sił osiowych. Zewnętrzny korpus jednostki składa się z części środkowej 9, obejmującej blok cylindrowy i gniazda przyłączeniowe oraz z pokryw przedniej 10 i tylnej 11 stanowiących oprawę łożysk tocznych.



Rys. 1.2. Konstrukcja pompy typu PWK o stałej wydajności

1.3. Cel i zakres pracy

Nowa koncepcja konstrukcji jednostek wielotłoczkowych z odciążonym rozrządem sterowanym jest jakościowo odmienna od produkowanych obecnie pomp i silników hydraulicznych. Co więcej, koncepcja rozrządu sterowanego leżąca u podstaw nowej konstrukcji może być zrealizowana na wiele sposobów, w wielu przypadkach znacznie różniących się od sposobu opisanego powyżej. Rezultatem jest możliwość pojawienia się szeregu nowych jednostek o własnościach zasadniczo odmiennych od budowanych obecnie, różniących się także między sobą.

Opublikowane dotychczas prace i wyniki badań nad jednostkami z wychylną tarczą i wychylnym korpusem nie są w stanie odpowiedzieć na większość pojawiających się pytań. W związku z powyższym istnieje potrzeba systematycznego przeanalizowania stwarzanych przez tę koncepcję możliwości rozwiązań konstrukcyjnych i próby wytyczenia najbardziej obiecujących kierunków dalszych badań. Jest to o tyle istotne, że wykonanie i badanie prototypów jest procesem kosztownym i czasochłonnym. Istotne jest również określenie na wstępie potencjalnych zalet i ograniczeń zaproponowanych rozwiązań konstrukcyjnych w porównaniu z własnościami znanych pomp i silników. Pozwoliłoby to na wytypowanie możliwych zastosowań takich jednostek i przyspieszyłoby proces ich wdrażania do produkcji.

Ze względu na rozmiar zagadnienia, prezentowana praca nie będzie jednak w stanie rozwiązać wszystkich szczegółowych problemów związanych z konstruowaniem kolejnych wersji maszyn wyposażonych w rozrząd sterowany. Jest to bowiem niemożliwe bez przeprowadzenia szeroko zakrojonych prac konstrukcyjnych, uzupełnionych o szczegółowe analizy powstałych maszyn (obliczenia wytrzymałościowe i termiczne metodą MES, analizy zjawisk dynamicznych itp.), które powinny być z kolei zweryfikowane doświadczalnie

na prototypach takich maszyn. Jest to zatem poważne zagadnienie wymagające wieloletniej pracy zespołu specjalistów i daleko idącego wsparcia finansowego.

Drugim obszarem zagadnień, na którym koncentruje się prezentowana praca, jest możliwie szczegółowe porównanie zjawisk zachodzących podczas pracy poszczególnych wersji rozrządu sterowanego krzywką ze znanymi i stosowanymi w praktyce rozwiązaniami rozrządu czołowego. W szczególności dotyczy to przebiegów procesu otwierania i zamykania okien rozrządu oraz wynikającej stąd prędkości, z jaką ciecz robocza przepływa przez okna o zmiennej w czasie powierzchni. Procesy te mają bowiem istotny wpływ na straty energetyczne i inne niepożądane zjawiska generowane przez mechanizm rozrządu. Porównania takie, uwzględniające wpływ wielkości analizowanych maszyn i ich podstawowe parametry konstrukcyjne, mogą wskazać potencjalne obszary zastosowań nowej konstrukcji.

1.3.1. Aktualny stan wiedzy

Zarówno koncepcja hydrostatycznie odciążonego rozrządu sterowanego, jak i oparta na niej konstrukcja pompy stanowią nowość, dlatego też dotycząca ich bezpośrednio literatura jest nadzwyczaj skąpa. Prezentowana praca stanowi pierwszą szerzej zakrojoną próbę teoretycznej analizy zjawisk zachodzących podczas pracy pompy wyposażonej w taki rozrząd. Znane konstrukcje pomp z nieruchomym bębnem cylindrowym i zdwojonym układem tłoczków [59, 68, 69, 70, 73, 74] charakteryzują się całkowicie odmiennymi zasadami działania rozrządu. Konstrukcje te nie znalazły ponadto szerokiego zastosowania, a wyniki ich badań (o ile istnieją) są praktycznie niedostępne.

Dotychczasowe publikacje na temat pompy PWK [41, 47] zawierają założenia teoretyczne, na których oparto nową koncepcję, opis budowy i działania pompy oraz wyniki badań jej prototypów. Publikowano także wyniki badań nad zjawiskami zachodzącymi podczas otwierania i zamykania okien rozrządu krzywkowego [46], jak również wstępne wyniki analiz optymalnego zarysu krzywki sterującej [44].

Konstrukcja ta wykazuje jednak wyraźne pokrewieństwo z pompami wielotłoczkowymi osiowymi. Pompy te są znane i stosowane w praktyce od wielu dziesięcioleci. Pomimo istnienia poświęconej im literatury, tylko w niektórych przypadkach literatura ta może być pomocna przy analizie zjawisk zachodzących w nowej konstrukcji. Zbiorczy opis zjawisk zachodzących podczas pracy pompy i ogólne wskazówki dla konstruktorów zawierają liczne podręczniki [15, 18, 38, 56, 57]. Pewną ilość prac poświęcono też zjawiskom zachodzącym w obszarze rozrządu czołowego [21, 24, 27, 50, 51, 61, 66], jednak żadna z ww. prac nie zajmuje się procesami otwierania/zamykania okien rozrządu czy też zmianami prędkości przepływu w oknie. Kolejnym obszarem zainteresowania autorów jest działanie mechanizmu sterowania wydajnością maszyn wielotłoczkowych osiowych [8, 26] i hałaśliwość tych maszyn [14, 26, 27, 37, 51, 52]. Ze względu na zasadniczo odmienną zasadę działania i konstrukcję nowej pompy wyniki zaprezentowane w tych pracach nie mogą jednak w większości przypadków znaleźć zastosowania do celów postawionych w prezentowanej pracy. Podobna uwaga dotyczy szeregu prac poświęconych nowym konstrukcjom pomp i silników osiowych [1, 2, 12, 13, 16, 33, 60, 67], wszystkie te konstrukcje wykorzystują odmianę rozrządu czołowego.

Ze względu na brak w literaturze przedmiotu informacji o przebiegu procesów zamykania i otwierania okien rozrządu w istniejących maszynach dla dokonania porównań pomiędzy poszczególnymi mechanizmami (patrz „Cele i zakres pracy”), konieczna będzie analiza tych procesów w jednostkach z wychylną tarczą i wychylnym korpusem. Analizę

taką można oprzeć na dostępnej autorowi dokumentacji konstrukcyjnej lub pomiarach pomp i silników hydraulicznych produkowanych przez różne firmy.

Konstruując maszyny z rozrządem krzywkowym, można natomiast wykorzystać wyniki badań nad zespołem tłoczek-stopka hydrostatyczna, którego konstrukcja i warunki pracy są prawie identyczne jak w pompach z wychylną tarczą. Zespołowi temu poświęcono szereg prac opartych zarówno na modelowych badaniach zjawisk zachodzących podczas jego pracy, jak też i na symulacji komputerowej. W pierwszym rzędzie badaniom poddawano działanie hydrostatycznej podpory w stopce i jej współpracę z tarczą oporową [10, 11, 17, 43, 35, 53, 64, 65]. Ze względu na skomplikowany przebieg tych zjawisk i poważne trudności pomiarowe wiele zagadnień nie zostało jednak dotychczas w pełni przebadanych. Drugim tematem badań jest współpraca tłoczka z bębniem cylindrowym [19, 22, 31, 36, 54, 62, 64, 65], głównym ośrodkiem tych badań jest zespół kierowany przez prof. M. Iwan-tyśynową. Należy jednak zauważyć, że pomimo prowadzonych badań kształty stopki i kolektorów czołowych stosowanych przez rozmaitych producentów różnią się od siebie, a założenia, jakie leżą u podstawy konstrukcji tych elementów, nie są publikowane. W pompie typu PWK zastosowano prototypową wersję zespołu tłoczek-stopka wykorzystującą dławik śrubowy, szczegółowo przebadaną w Katedrze HiP i wykazującą wyższość nad typowymi konstrukcjami [43].

Pozostałe elementy nowej maszyny, a w szczególności rozrząd i mechanizm sterowania jej wydajnością, różnią się w tak znacznym stopniu od znanych i przebadanych rozwiązań, że uniemożliwia to wykorzystanie istniejących prac do oceny nowej konstrukcji. Po przeprowadzeniu analizy i niezbędnych badań laboratoryjnych można będzie jedynie porównać rezultaty uzyskane przez prototypy maszyn z rozrządem krzywkowym z rezultatami uzyskanymi przez produkowane obecnie maszyny z rozrządem czołowym.

1.3.2. Przewidywany zakres prac

Opierając się na uzyskanych dotychczas wynikach badań prototypów i wybranych węzłów maszyny nowego typu można stwierdzić, że szczegółowej analizie powinny być poddane:

- konstrukcja zarysu krzywki sterującej mechanizmem rozrządu w jednostce o stałej wydajności,
- wymagany kształt okien mechanizmu rozrządu i związany z nim przebieg zmian chwilowej prędkości przepływu cieczy w otwierającym lub zamykającym się oknie,
- zjawiska związane z przepływami cieczy roboczej występującymi w kluczowych punktach pracującej jednostki,
- rozmaite sposoby sterowania wydajnością pomp (lub chłonnością silników) pod kątem możliwych do osiągnięcia charakterystyk procesu sterowania, technicznych możliwości budowy działającego mechanizmu oraz przewidywanych własności eksploatacyjnych takiej jednostki,
- wytypowane „wrażliwe konstrukcyjnie” elementy i węzły, tj. takie, które ze względu na specyfikę konstrukcji mogą mieć istotny wpływ na podstawowe parametry, gabaryty, koszt wykonania bądź trwałość całej konstrukcji,
- odkształcenia współpracujących elementów podczas pracy pod obciążeniem i wynikające z nich wymagania odnośnie do tolerancji kształtu, wymiarów i pasowań.

Tam, gdzie jest to możliwe, osiągnięte rezultaty zostaną porównane z analogicznymi wynikami uzyskanymi dla produkowanych obecnie pomp i silników z rozrządem czołowym.

1.3.3. Metodyka badań

Większość wymienionych w poprzednim rozdziale zagadnień może być przeanalizowana przy wykorzystaniu symulacji komputerowej. W szczególności dotyczy to zjawisk wywołanych ruchami wykonywanymi przez poszczególne elementy pompy podczas pracy i wzajemnymi współzależnościami tych ruchów. Bazą wyjściową do takich analiz jest istniejąca dokumentacja konstrukcyjna pompy typu PWK w kilku wielkościach (od kilkunastu do stu kilkudziesięciu $\text{cm}^3/\text{obrót}$). Do celów obliczeniowych przyjęto dwie jednostki: małą – o wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, i dużą – $80 \text{ cm}^3/\text{obrót}$. Pozwala to na przeanalizowanie wpływu ilości przetłaczanej cieczy na zjawiska zachodzące podczas pracy. Wyznaczenie zarysu krzywki sterującej ruchem tulejek rozrządu pozwala natomiast na szczegółowe przeanalizowanie ruchów, jakie względem siebie wykonują elementy takiej maszyny. Przy znajomości ich kształtów i wymiarów możliwe będzie przesłedzenie większości zjawisk decydujących o podstawowych własnościach eksploatacyjnych takiej konstrukcji bez potrzeby budowy prototypu i poddawania go badaniom w laboratorium. Uzyskane w ten sposób wyniki mogą posłużyć do eliminacji rozwiązań konstrukcyjnych charakteryzujących się niekorzystnymi własnościami i doskonaleniu rozwiązań rokujących nadzieje na przyszłość.

Analizy opisane powyżej można przeprowadzać przy użyciu dwu metod. Jedną z nich jest stworzenie matematycznego modelu analizowanej maszyny opisującego kształty wszystkich elementów i ich ruchy za pomocą równań. Rozwiązanie takiego układu pozwala na ściśle wyznaczenie szukanych wartości w dowolnym punkcie i z dowolną dokładnością. Pozwala też na śledzenie wpływu jakie zmiany poszczególnych parametrów mają na uzyskane rezultaty. Podstawowa trudność polega natomiast na znalezieniu równań opisujących rzeczywiste kształty i rozwiązaniu ich układu bez konieczności czynienia założeń upraszczających. W praktyce kształty istotnych elementów, jak np. bieźnia krzywki sterującej, nie pokrywają się ściśle z opisującymi je krzywymi matematycznymi, co wynika z ograniczeń technologii użytej do ich wytwarzania. W wielu przypadkach kształtów tych nie można w ogóle opisać pojedynczą funkcją matematyczną, a jedynie „składanką” kilku odmiennych funkcji. Rozwiązanie dużego układu równań prowadzi natomiast często do wysoce skomplikowanych i trudnych do przeanalizowania zależności. Zmusza to analizującego do upraszczania opisu zjawisk, eliminowania mniej znaczących członów równania czy zawężania zakresu analizy. Otrzymane w ten sposób rezultaty końcowe obarczone są więc błędem, którego wpływ może być istotny i trudny do oszacowania.

Powyższe ograniczenia spowodowały, że w prezentowanej pracy jako podstawową metodę analizy przyjęto obliczenia numeryczne. Metody te pozwalają na analizowanie otrzymanych przebiegów bez konieczności ich upraszczania. Dokładność otrzymanych rezultatów zależy więc jedynie od przyjętej gęstości podziału i sposobu aproksymacji badanych przebiegów. Ponieważ praktycznie wszystkie analizowane procesy mają charakter cykliczny o okresie równym jednemu obrotowi wału pompy możliwe jest wprowadzenie stosunkowo gęstego podziału i uzyskanie dużej dokładności. Należy tu podkreślić, że w zakresie niniejszej pracy nie wchodzi analiza dynamiczna, która wymagałaby zastosowania odmiennych metod. W zależności od prędkości zmian badanych przebiegów przyjęto standardowy podział pełnego obrotu wału na 720 lub 3600 równych części.

Ograniczeniem zastosowanej metody jest to, że uzyskane wyniki odnoszą się zawsze do konkretnego zestawu początkowych danych i dla każdego nowego zestawu obliczenia muszą być powtarzane. Utrudnia to znalezienie zależności rządzących wpływem zmian danych wyjściowych na końcowe rezultaty. Znajomość ograniczeń konstrukcyjnych i technologicznych uzyskana w toku prowadzonych dotychczas prac pozwala jednak zawęzić

pole poszukiwań. Dzięki temu przeanalizowanie kilku zestawów danych początkowych wystarcza do oceny możliwości nowej konstrukcji.

Tak zdefiniowany zakres i metodyka prac wymagają przeprowadzenia ogromnej ilości obliczeń. Konieczne jest w tym celu zastosowanie techniki komputerowej. Do powyższego zadania wybrano powszechnie dostępny arkusz kalkulacyjny Microsoft Excel 2000, pracujący na komputerze klasy PC. Wybór ten wynika z zarówno z dostępności tego programu, jak również z bardzo rozbudowanego interfejsu użytkownika, umożliwiającego łatwe przygotowywanie danych wejściowych, wizualizację uzyskiwanych wyników i transfer danych do innych często używanych programów (edytor tekstu, PowerPoint itp.). Uzyskiwanie poszczególnych przebiegów prezentowanych w pracy (zarysów krzywki, zmian powierzchni otwartej okna, zmian prędkości przepływu itd.) wymagało za każdym razem przygotowania nowego zestawu danych, opisujących geometrię analizowanego mechanizmu. Istotnym założeniem przyjętym przez autora jest wierne odwzorowanie rzeczywistych kształtów w przygotowywanych zestawach danych. Zwiększyło to w istotny sposób pracochłonność przygotowywania danych i samych obliczeń, pozwoliło jednak uzyskać wyniki nieobarczone dodatkowymi błędami.

1.3.4. Weryfikacja doświadczalna

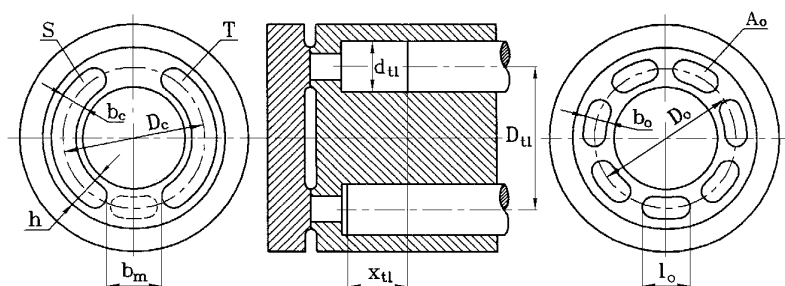
Po sformułowaniu teoretycznych odpowiedzi na pytania postawione w rozdziale 1.3.2 konieczna byłaby też ich doświadczalna weryfikacja poprzez laboratoryjne badanie prototypów. Proces ten wymaga jednak poważnych nakładów finansowych niezbędnych do opanowania pojawiających się problemów technologicznych i organizacyjnych i jest ściśle uzależniony od współpracy z potencjalnymi wytwórcami omawianych jednostek. Z tego też względu nie może być on traktowany jako część składowa prezentowanej pracy. Jedyny wyjątek stanowią tu pompy typu PWK o stałej wydajności, będące od szeregu lat obiektem badań laboratoryjnych prowadzonych cały czas przez autora w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki PG. Czynione w pracy założenia oraz prezentowane w niej wnioski uwzględniają oczywiście w pełni aktualny stan tych badań i prowadzonych równoległe prac konstrukcyjnych nad nowymi maszynami wyposażonymi w rozrząd sterowany.

Rozdział 2

BUDOWA I KINEMATYKA MECHANIZMÓW ROZRZĄDU

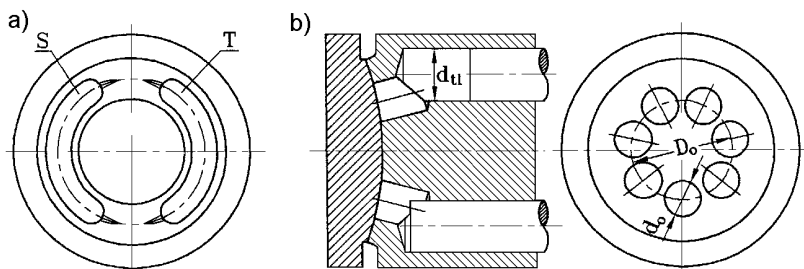
2.1. Rozrząd czołowy

W pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych, zarówno z wychylną tarczą, jak też i z łamanym korpusem, od dziesięcioleci dominuje rozrząd czołowy. Przyczyną jest głównie prostota jego konstrukcji przy jednoczesnej dużej szczelności. Mechanizm ten pozwala też na łatwe konstruowanie jednostek o zmiennej wydajności.



Rys. 2.1. Budowa i wymiary charakterystyczne rozrządu czołowego

Typową konstrukcją i najważniejsze wymiary rozrządu czołowego pokazuje rys. 2.1. Charakterystycznymi wymiarami „nerkowatych” okien w bębnie cylindrowym są szerokość b_o i długość okna l_o . Długość okna jest zwykle zbliżona do średnicy tłoczka d_{tl} . Stosunek szerokości okna do średnicy tłoczka opisany jest natomiast współczynnikiem szerokości okna m_o . Dla typowych, spotykanych w praktyce rozwiązań wartość współczynnika szerokości mieści się w przedziale od 0,25 do 0,6 d_{tl} . Przy spotykanym najczęściej, zaokrąglonym kształcie zakończeń okna jego powierzchnia całkowita A_o wynosi wtedy od 0,3 do 0,7 powierzchni tłoczka. Średnica podziałowa D_o jest przy tym kształcie okien równa średnicy podziałowej tłoczków D_{tl} .



Rys. 2.2. Odmiany konstrukcyjne rozrządu czołowego: a) kolektor z rowkami odciążającymi, b) bęben z oknami okrągłymi

Odmianą konstrukcyjną opisanego powyżej mechanizmu jest pokazany na rys. 2.2b bęben cylindrowy o oknach okrągłych. Okno ma średnicę równą $0,6 \div 0,85 d_{il}$, a jego powierzchnia jest równa $0,36 \div 0,7$ powierzchni tłoczka. Średnica podziałowa okien D_o wynosi dla tej wersji $0,7 \div 0,9$ średnicy podziałowej tłoczków D_{il} . Konstrukcja kolektora czołowego jest w obu przypadkach taka sama: szerokość kanałów ssawnego i tłoczego b_c oraz ich średnica podziałowa D_c są równe odpowiadającym im wymiarom b_o i D_o . Parametrem zmiennym jest natomiast szerokość mostka rozrządczego b_m , czyli minimalna odległość pomiędzy kanałami S i T. Odległość ta nie może być mniejsza od długości l_o (lub średnicy d_o) okna, gdyż powodowałoby to gwałtowne przecieki podczas przejścia okna przez mostek. Zastosowanie dodatniego przekrycia na mostku ($b_m > l_o$), najłatwiejsze z technologicznego punktu widzenia, powoduje chwilowe odcięcie komory roboczej od obu kanałów kolektora. Okres tego odcięcia odpowiada obrotowi wału o kąt:

$$\varphi_s \cong \frac{2 \cdot (b_m - l_o)}{D_c}, \quad (2.1)$$

nazywany kątem zaślepienia komory. Zakładając symetrię rozrządu i położenie zwrotne tłoczków dla $\varphi_w = 0$, otrzymamy opóźnienie fazowe otwarcia okna względem ruchu tłoczka o kąt $\varphi = \varphi_s/2$. Celem uniknięcia zjawisk dynamicznych wywołanych przez zaślepienie komory, stosowane bywają rowki odciążające pokazane przykładowo na rys. 2.2a.

2.1.1. Kinematyka elementów roboczych jednostki z rozrządem czołowym

Zależności opisujące kinematykę elementów roboczych pompy lub silnika analizować można w funkcji czasu t lub położenia kąтового wału napędowego φ_w . Ze względu na cykliczny charakter ruchów wykonywanych przez wszystkie elementy maszyny i stały okres wynoszący zawsze 2π , będą one rozpatrywane wyłącznie w funkcji kąta obrotu. Pozwala to na ograniczenie wszelkich prowadzonych analiz do jednego pełnego obrotu wału. Założenie to dotyczy zarówno jednostek z rozrządem czołowym, jak też i krzywkowym.

Analizując kinematykę tłoczków i bębna, należy rozróżnić dwa podstawowe typy maszyn wykorzystujących rozrząd czołowy. Są to jednostki (pompy lub silniki) z wychylną tarczą lub z wychylnym (łamanym) korpusem. Schemat kinematyczny jednostki z wychylną tarczą pokazano na rys. 2.3. Bęben cylindrowy takiej jednostki wykonuje wraz z tłoczkami jednostajny ruch obrotowy z prędkością kątową ω . Tłoczki opierają się za pośrednictwem stopek hydrostatycznych o nieruchomą tarczę oporową nachyloną pod kątem γ . Stały kontakt stopek z tarczą w fazie wysuwania tłoczka z bębna cylindrowego zapewniony jest przez separator, sprężyny dociskowe lub naciśnienie w kanale ssawnym. Wymusza to ruch posuwisto-zwrotny zespołów tłoczek-stopka hydrostatyczna. Zakładając, że w chwili $t = 0$ tłoczek znajduje się w wewnętrznym położeniu zwrotnym ($x_{il} = 0$), można zapisać równanie jego ruchu w postaci [56]:

$$x_{il} = s_{il} \cdot (1 - \cos \varphi_w). \quad (2.2)$$

Amplituda skoku tłoczka s_{il} , równa połowie skoku ma wartość:

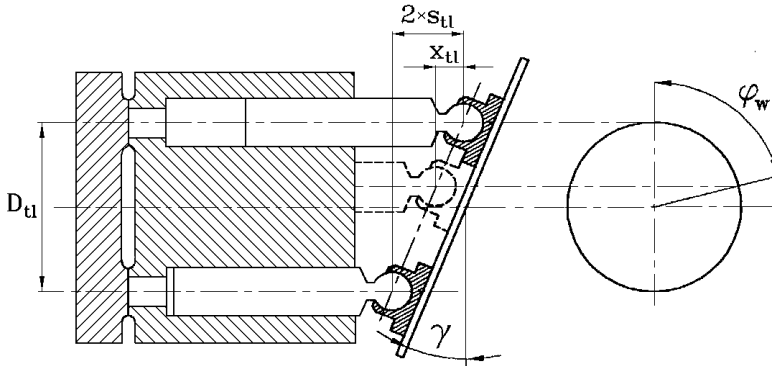
$$s_{il} = \frac{D_{il}}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.3)$$

gdzie: D_{il} – średnica podziałowa otworów w bloku cylindrowym,
 γ – kąt nachylenia tarczy oporowej.

Prędkość liniowa tłoczka v_{tl} i działające nań przyspieszenie a_{tl} wynoszą odpowiednio:

$$v_{tl} = \frac{dx_{tl}}{d\varphi_w} \cdot \frac{d\varphi_w}{dt} = s_{tl} \cdot \omega \cdot \sin \varphi_w, \quad (2.4)$$

$$a_{tl} = \frac{dv_{tl}}{d\varphi_w} \cdot \frac{d\varphi_w}{dt} = s_{tl} \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi_w. \quad (2.5)$$



Rys. 2.3. Schemat kinematyczny jednostki z wychylną tarczą

Ze względu na ruch obrotowy wykonywany przez zespół bębny cylindrowy-tłoczki, na te ostatnie działa dodatkowo przyspieszenie dośrodkowe a_{rtl} wynoszące:

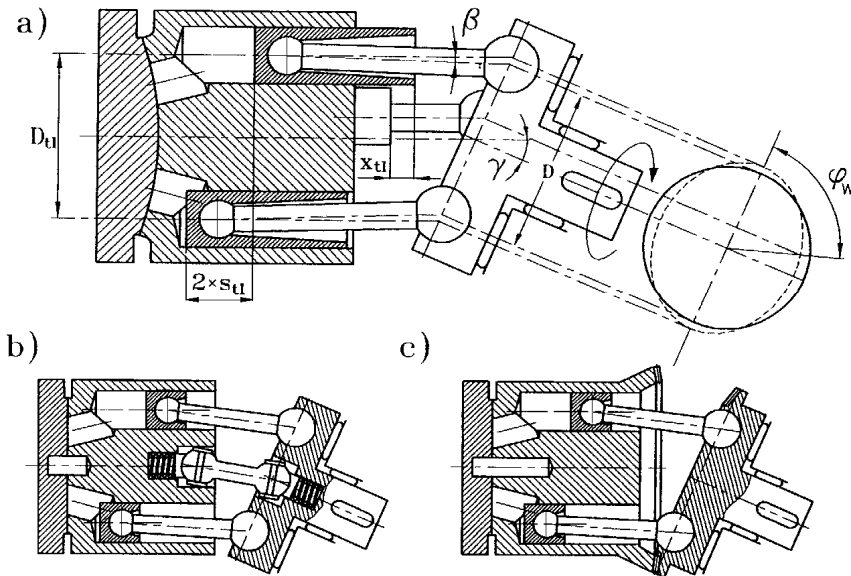
$$a_{rtl} = \frac{D_{tl}}{2} \cdot \omega^2. \quad (2.6)$$

Zależności powyższe stosuje się wyłącznie w jednostkach, w których osie tłoczków są równoległe do osi wału napędowego. W chwili obecnej spotyka się też jednostki ze stożkowym rozmieszczeniem tłoczków w bębnie, dla których równania ruchu mają bardziej złożony charakter.

Bardziej skomplikowana sytuacja panuje też w przypadku jednostek z wychylnym korpusem, pokazanych na rys. 2.4. W maszynach tych wirnik nie jest napędzany bezpośrednio przez wał pompy. Moment obrotowy przekazywany jest z wału przez korbowody tłoczków (rys. 2.4a), przez centralnie usytuowany przegub Cardana (rys. 2.4b) lub stożkową przekładnię zębatą (rys. 2.4c). Napęd za pośrednictwem korbowodów lub pojedynczego przegubu Cardana powoduje cykliczne wahania prędkości kątowej wirnika ω_w . Dla najbardziej rozpowszechnionej wersji, przedstawionej na rys. 2.4a, równanie zmian prędkości kątowej wirnika, napędzanego przez dwa symetrycznie rozmieszczone tłoczki, ma postać [18]:

$$\omega_w = \frac{\omega \cdot \cos \gamma}{\sin^2 \varphi_w + \cos^2 \gamma \cdot \cos^2 \varphi_w}, \quad (2.7)$$

gdzie: ω – prędkość kątowa wału napędowego.



Rys. 2.4. Schemat kinematyczny jednostek z wychylnym korpusem

W rzeczywistej pompie lub silniku ilość tłoczków n_{tl} wynosi zwykle 7 lub 9. Oznacza to, że rolę napędu wirnika przejmują cyklicznie kolejne tłoczki. Przedział kąta obrotu wału, w którym dany tłoczek napędza wirnik, opisuje zależność [56]:

$$\frac{3\pi}{4} - \frac{\pi}{2 \cdot n_{tl}} \leq \varphi_w \leq \frac{3\pi}{4} + \frac{\pi}{2 \cdot n_{tl}}. \quad (2.8)$$

Przy często spotykanej w omawianych jednostkach wartości kąta wychylenia wirnika $\gamma = 25^\circ$ oraz liczbie tłoczków $n_{tl} = 9$ oznacza to, że prędkość kątowa wirnika ω_w będzie się cyklicznie zmieniać w przedziale $(0,963 \div 1,03) \cdot \omega$. Dla $n_{tl} = 7$ zakres zmian prędkości wirnika ω_w wzrasta do $(0,954 \div 1,039) \cdot \omega$. Pulsacja prędkości wirnika sięga zatem od 7 do prawie 9% i rośnie w miarę zwiększania kąta γ . Trajektoria opisywana przez tłoczki ma także złożony charakter. Wynika to z faktu, że główki korbowodów związane są na stałe z wałem napędowym. Tor zakreślany przez główki ma kształt kołowy, podczas gdy tor zakreślany przez punkt przecięcia osi tłoczka z płaszczyzną czołową wału napędowego jest elipsą. Jeśli kąt wychylenia wirnika γ jest różny od 0, kąt β pomiędzy osią tłoczka a osią korbowodu musi podlegać cyklicznym zmianom. Spowodowane tym odchyłki między rzeczywistym położeniem tłoczka a położeniem opisanym przez równanie 2.2 mają jednak w rzeczywistych maszynach pomijalnie małą wartość $\Delta x_{tl} \approx 0,0005 \cdot D_{tl}$ [18]. Dzięki temu bez popełniania istotnych błędów można w opisie kinematyki tłoczka stosować równanie 2.2. W przypadku równań 2.4 i 2.5 należałoby jednak dokonać korekty uwzględniającej pulsację prędkości kątowej wirnika. Zależności te przyjmują więc postać:

$$v_{tl} = k_\delta \cdot s_{tl} \cdot \omega \cdot \sin \varphi_w, \quad (2.9)$$

$$a_{tl} = k_\delta^2 \cdot s_{tl} \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi_w, \quad (2.10)$$

gdzie: k_δ – współczynnik korekcyjny zależny od liczby tłoczków n_{tl} i kąta wychylenia γ .

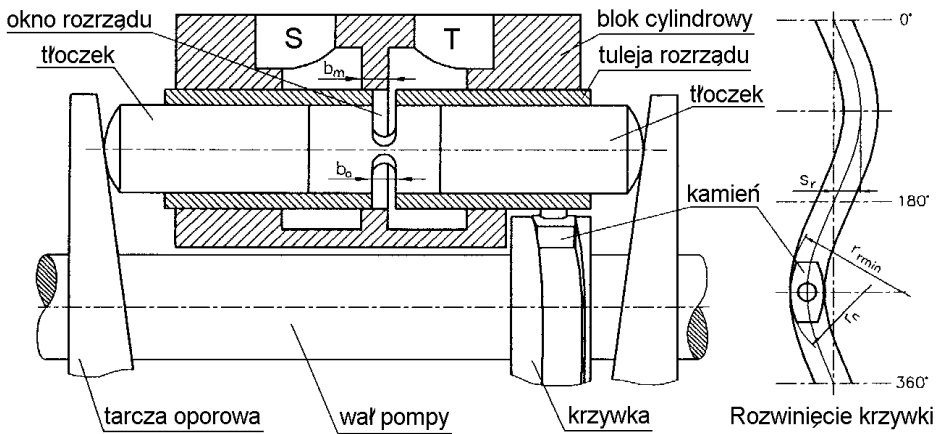
Dla omówionego powyżej przypadku, gdy $\gamma = 25^\circ$, wartość k_δ wyniesie 1,03 dla $n_{tl} = 9$ oraz 1,039 dla $n_{tl} = 7$. Korekcie należy poddać też wartość przyspieszenia dośrodkowego a_{rtl} , działającego na wirujące wraz z bębnum tłoczki:

$$a_{rtl} = k_\delta^2 \cdot \frac{D_{tl}}{2} \cdot \omega^2. \quad (2.11)$$

Wady tej pozbawione są jednostki, w których moment obrotowy przekazywany jest na wirnik za pośrednictwem stożkowej przekładni zębatej (rys. 2.4c) lub podwójnego przegubu Cardana. Gwarantuje to stałość prędkości kątowej wirnika i odciążenie korbowodów od sił bocznych. Można zatem stosować wzory 2.4, 2.5 i 2.6 bez współczynników korygujących. Zastosowanie przekładni zębatej uniemożliwia jednak zmianę kąta wychylenia wirnika γ , a podwójny przegub Cardana znacznie komplikuje i podraża konstrukcję maszyny, co jest przyczyną rzadkiego stosowania obu tych rozwiązań.

2.2. Rozrząd sterowany krzywką

Mechanizm rozrządu sterowanego krzywką, zwanego też w dalszym ciągu prezentowanej pracy rozrządem krzywkowym jest konstrukcją nową, wynalezioną w latach 80. XX w. Do chwili obecnej znalazł on zastosowanie jedynie w prototypach pomp typu PWK i silników typu SWK wytwarzanych przez „Hydrotor” we współpracy z Katedrą Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej.



Rys. 2.5. Budowa mechanizmu rozrządu sterowanego krzywką

Rysunek 2.5 przedstawia budowę takiego mechanizmu. Najważniejszą jego część stanowią tuleje rozrządu wprawiane w ruch posuwisto-zwrotny przez osiową krzywkę zamocowaną na wale napędowym maszyny i wirującą wraz z nim. W środku długości każdej z tulejek rozrządu wykonano obwodowe przecięcia o szerokości b_o , spełniające rolę okien rozrządu. Łączą one komorę roboczą, utworzoną przez czoła dwóch tłoczków i wewnętrzną powierzchnię tulei rozrządu, na przemian z kanałem ssawnym S lub tłocznym T.

Kanały te, zlokalizowane na obwodzie tulejki rozrządu, oddzielone są od siebie mostkiem o szerokości b_m . Podobnie jak w przypadku rozrządu czołowego, szerokość mostka musi być większa od szerokości okien rozrządu, co oznacza występowanie zjawiska chwilowego odcinania komór roboczych od kanałów S i T. Zależność wartości kąta zaślepienia φ_s od parametrów konstrukcyjnych jednostki omówiono szerzej w rozdziale 2.2.1.1. Zwiększenie szerokości przecięć w tulejce pozwala zwiększyć powierzchnię okna, a dzięki temu ograniczyć prędkość przepływu cieczy w tym oknie. Rezultatem jest ograniczenie strat ciśnienia generowanych przez mechanizm rozrządu. Zbyt duża szerokość przecięć jest jednak niepożądana ze względów konstrukcyjnych. Zagadnienie optymalnego stosunku amplitudy zarysu krzywki sterującej s_r do szerokości przecięcia b_o , zapewniającego najkorzystniejszy przebieg procesu otwarcia, omówiono w rozdziale 3.3.3. Na obecnym etapie rozważań można przyjąć, opierając się na konstrukcji istniejących prototypów, że – dla spotykanych w praktyce wielkości pomp i silników – szerokość okna wynosi $2\div 5$ mm, czemu odpowiada amplituda ruchu posuwisto-zwrotnego tulejek rozrządu równa $3\div 6$ mm. Jest więc ona wyraźnie mniejsza od amplitudy skoku tłoczka osiągniętej w tych samych jednostkach $10\div 30$ mm.

Elementem pośredniczącym pomiędzy krzywką sterującą a tuleją rozrządu jest kamień dopasowany do rowka krzywki, o promieniu krzywizny powierzchni roboczej r_n . Narzuca to określone wymagania zarysowi krzywki, którego minimalny promień krzywizny r_{min} musi być większy od r_n . W przeciwnym razie kamień zakleszczałby się w rowku krzywki.

2.2.1. Kinematyka elementów roboczych jednostki z rozrządem krzywkowym

Układ kinematyczny jednostki z rozrządem krzywkowym stanowi odwrócenie układu jednostek z wychylną tarczą. Bęben cylindrowy jest nieruchomy, wirują za to osadzone na wale skośne tarcze oporowe o stałym kącie nachylenia γ . Zespoły tłoczek-stopka, o tej samej konstrukcji jak w jednostce z wychylną tarczą, wykonują ruch posuwisto-zwrotny dzięki stałemu stykowi stopek z powierzchnią tarcz oporowych. Ruch ten opisany jest dokładnie tymi samymi równaniami 2.2÷2.5, co ruch tłoczków w jednostkach z wychylną tarczą. Jediną różnicą jest brak przyspieszenia dośrodkowego a_{rtl} spowodowany unieruchomieniem bębna cylindrowego. Dzięki temu siła wypadkowa działająca na zespoły tłoczek-stopka ma w tych samych warunkach pracy mniejszą wartość. Niemożliwe staje się jednak wspomaganie wysuwania tłoczków w fazie ssawnej poprzez ich skośne umieszczenie w bloku cylindrowym.

Podstawowym czynnikiem decydującym o charakterze ruchu wykonywanego przez tuleje rozrządu jest zarys krzywki sterującej. Zarys ten musi zapewniać wykonanie przez krzywkę ruchu posuwisto-zwrotnego o okresie równym pełnemu obrotowi wału napędowego i niewielkiej amplitudzie. Zarys ten musi być także symetryczny względem punktów przechodzenia krzywki przez mostek rozrządu. Oznacza to, że ruchy wykonywane przez krzywkę w fazie połączenia komory roboczej z kanałem S ($0 \leq \varphi_w \leq \pi$) stanowią lustrzane odbicie ruchów wykonywanych przez nią w fazie połączenia z kanałem T ($\pi \leq \varphi_w \leq 2\pi$).

Najprostszym przypadkiem krzywki spełniającej powyższe wymagania jest krzywka o zarysie sinusoidalnym. Równanie ruchu wykonywanego przez współpracującą z nią tuleję rozrządu ma postać:

$$x_r = s_r \cdot \sin \varphi_w, \quad (2.12)$$

gdzie: s_r – amplituda zarysu krzywki.

Porównując powyższe równanie z równaniem 2.2 opisującym ruchy tłoczków, łatwo zauważyć, że oba te ruchy różnią się nie tylko amplitudą – są także przesunięte względem siebie o $\pi/2$. Jest to warunek osiągania przez jednostkę z rozrządem krzywkowym maksymalnej wydajności (chłonności). Wpływ kąta przesunięcia fazowego na wydajność omówiono szczegółowo w rozdziale 6.4.2.4.

Osiągane przez tuleję wartości prędkości liniowej i przyspieszenia wyniosą odpowiednio:

$$v_r = \frac{dx_r}{d\varphi_w} \cdot \frac{d\varphi_w}{dt} = s_r \cdot \omega \cdot \cos \varphi_w, \quad (2.13)$$

$$a_r = \frac{dv_r}{d\varphi_w} \cdot \frac{d\varphi_w}{dt} = -s_r \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi_w. \quad (2.14)$$

Przedstawione wartości prędkości i przyspieszeń charakteryzujące krzywkę o zarysie sinusoidalnym (oznaczaną dalej jako krzywka S) przyjęto jako podstawę oceny pozostałych proponowanych zarysów krzywki. Maksymalne wartości prędkości i przyspieszenia osiągnięte przez krzywkę S będą więc wynosiły 1.

2.2.1.1. Kryteria oceny zarysu krzywki sterującej

Ogólną postać równania ruchu tulejki rozrządu przedstawia równanie:

$$x_r = s_r \cdot Z(\varphi_w), \quad (2.15)$$

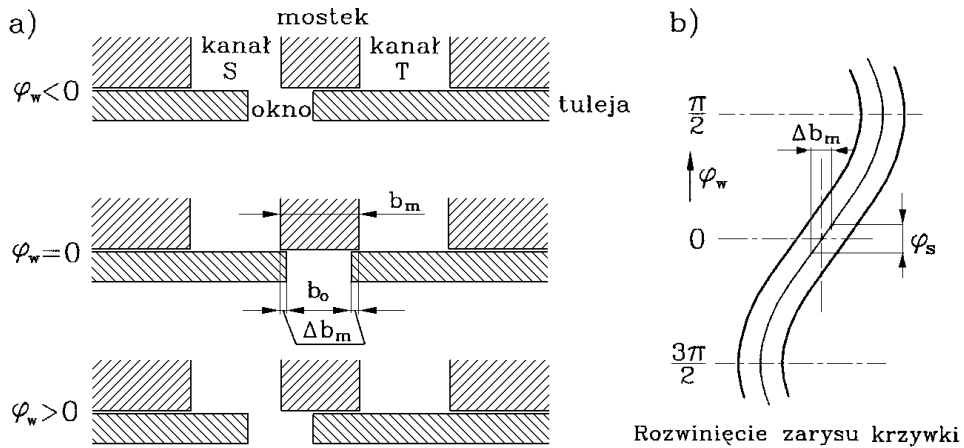
gdzie: $Z(\varphi_w)$ – funkcja kształtu krzywki.

Występująca w tym równaniu funkcja kształtu $Z(\varphi_w)$ musi spełniać postawione powyżej warunki konieczne: musi mieć charakter cykliczny, jej wartość w punktach $\varphi_w = k \cdot \pi$ musi być równa 0, musi też spełniać warunek symetrii w poszczególnych fazach. Maksymalną wartość równą 1 funkcja $Z(\varphi_w)$ musi przyjmować w punktach $\varphi_w = \pi/2 + k \cdot \pi$. Z warunku symetrii wynika zatem, że w punktach $\varphi_w = 3\pi/2 + k \cdot \pi$ wartość $Z(\varphi_w)$ jest równa -1 . Dla omawianej powyżej krzywki sinusoidalnej mamy oczywiście $Z(\varphi_w) = \sin \varphi_w$. Powyższe warunki konieczne spełnia jednak większa liczba funkcji. Konieczne jest więc wprowadzenie wymagań dodatkowych, służących jako kryteria oceny rozmaitych funkcji zarysu.

Pierwszym z nich jest minimalny czas przesterowania, tj. przejścia tulei rozrządu z położenia, w którym komora cylindrowa jest połączona z kanałem ssawnym lub tłocznym do położenia odpowiadającego połączeniu tej komory z drugim kanałem. Wynika to z faktu, że podczas tego procesu następuje chwilowe odcięcie komory cylindrowej od obu kanałów spowodowane dodatnim przekryciem na mostku rozrządczym i będące źródłem niepożądanych skoków ciśnienia w tej komorze. Zjawisko to zwiększa poziom hałasu i drgań emitowanych przez maszynę, może też wpływać negatywnie na jej sprawność i trwałość.

Graficzną ilustrację opisanego zjawiska zaprezentowano na rys. 2.6. Zachodzi ono w chwili, gdy $Z(\varphi_w) = 0$. Miarą czasu zaślepienia komory cylindrowej jest kąt, o jaki obróci się wał napędowy pompy w czasie przesuwania się tulei o odcinek równy dodatniemu przekryciu $\Delta b_m = b_m - b_o$. Kąt ten nazywamy kątem zaślepienia φ_s . Kąt ten zależy od wartości Δb_m oraz od prędkości, jaką dany zarys krzywki nadaje tulejce podczas przechodzenia przez mostek. Z założenia symetrii zarysu wynika:

$$Z\left(\frac{\varphi_s}{2}\right) = \frac{\Delta b_m}{2 \cdot s_r}. \quad (2.16)$$



Rys. 2.6. Zjawisko chwilowego zaślepienia komory cylindrowej w czasie przejścia tulei rozrządu przez mostek: a) przebieg zjawiska, b) zależność kąta zaślepienia od zarysu krzywki

Warunek minimalizacji kąta zaślepienia przy danych wartościach Δb_m i s_r sprowadza się do maksymalizacji pochodnej $Z'(\varphi_w)$, w punktach $\varphi_w = 0, \pi, 2\pi, \dots$ itd. Ponieważ dla funkcji $\sin \varphi_w$ jej pochodna w punkcie 0 ma wartość 1, funkcja taka doskonale nadaje się do porównań jako zarys odniesienia.

Równocześnie zarys krzywki powinien minimalizować przyspieszenia i siły masowe działające na elementy rozrządu we wszystkich fazach ich ruchu. Oznacza to konieczność minimalizacji wartości przyjmowanych przez drugą pochodną funkcji zarysu $Z''(\varphi_w)$ niezależnie od punktu, w którym wartość ta występuje. Druga pochodna funkcji porównawczej $\sin \varphi_w$ osiąga maksimum równe 1 w punktach $\varphi_w = 0, 3\pi/2, 7\pi/2, \dots$ itd.

Ostatnim z przyjętych kryteriów oceny zarysu krzywki sterującej jest minimalna wartość promienia krzywizny zarysu w dowolnym jego punkcie. Na rysunku 2.5 pokazano współpracę krzywki z umieszczonym w jej rowku kamieniem. Kamień ten ograniczony jest po obu stronach powierzchniami roboczymi o promieniu krzywizny r_n . Promień zarysu krzywki r_r nie może w żadnym punkcie być mniejszy od r_n , gdyż oznaczałoby to zakleszczenie kamienia. Ze względu na warunki współpracy powierzchni roboczych krzywki i kamienia promienie ich krzywizny powinny być możliwie duże i mało różniące się między sobą. Oznacza to, że idealny zarys krzywki powinien się charakteryzować możliwie stałą wartością promienia krzywizny, bez wyraźnych minimum w jakimkolwiek punkcie. W celu oceny zarysu, konieczne jest rozwiązanie równania [29]:

$$r_r = \frac{\left\{ 1 + [Z'(\varphi_w)]^2 \right\}^{3/2}}{|Z''(\varphi_w)|}, \quad (2.17)$$

gdzie: $Z'(\varphi_w)$, $Z''(\varphi_w)$ – pierwsza i druga pochodna funkcji zarysu w punkcie φ_w .

Minimalny promień krzywizny funkcji $\sin \varphi_w$ ma więc w punktach $\varphi_w = \pi/2, 3\pi/2, \dots$ wartość równą 1. Funkcja ta po raz kolejny okazuje się idealną funkcją odniesienia, w stosunku do której dokonywane będą wszelkie porównania. Analizując łącznie omawiane powyżej warunki, można sformułować dwa dodatkowe postulaty pozwalające na wstępną ocenę przydatności rozmaitych funkcji matematycznych do roli funkcji kształtu. Postulat pierwszy głosi,

że pierwsza pochodna funkcji $Z'(\varphi_w)$ w punktach $\varphi_w = \pi/2, 3\pi/2, \dots$ itd. musi być równa 0. W przeciwnym razie promień krzywizny zarysu w tych punktach dążyłby do zera.

Drugi z postulatów wyklucza wszystkie funkcje, które w punkcie początkowym $\varphi_w = 0$ są równoległe do osi rzędnych. Wiązałoby się to z nieskończeniem dużymi wartościami prędkości i przyspieszenia tulei rozrządu w tym momencie. Opierając się na tych postulatach wyeliminowano na wstępie z rozważań szereg znanych i stosowanych w technice krzywych, takich jak elipsa, cykloida czy ewolwenta.

Wyniki analiz funkcji spełniających powyższe warunki przedstawiono w kolejnych rozdziałach. Ze względu na wymaganą symetrię zarysu przebiegi zmian prędkości, przyspieszenia i promienia krzywizny w kolejnych ćwiartkach obrotu wału ściśle sobie odpowiadają. Dlatego też zakres analizy ograniczono do przedziału $(0 \div \pi/2)$.

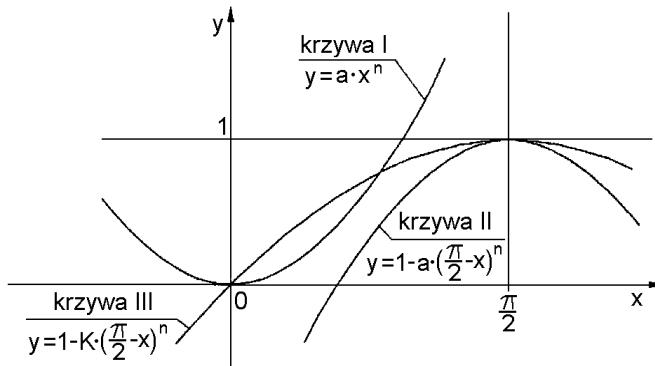
2.2.1.2. Zarys wykładniczy

Pierwszą funkcją spełniającą podane kryteria jest funkcja wykładnicza, której równanie ogólne ma postać:

$$y = a \cdot x^n. \quad (2.18)$$

Graficzną interpretacją powyższego równania przy założeniu $a > 0$ i $n > 1$ jest parabola styczna do osi odciętych w punkcie początkowym układu współrzędnych (krzywa I na rys. 2.7). Aby mogła ona spełnić wymienione powyżej wymagania postawione przed funkcją zarysu, należy ją przekształcić do postaci, w której parabola ta będzie styczna do linii $y = 1$ w punkcie $(\pi/2, 1)$. Wymaga to przekształcenia równania paraboli do postaci:

$$y = 1 - a \cdot \left(\frac{\pi}{2} - x\right)^n, \quad (2.19)$$



Rys. 2.7. Konstrukcja funkcji zarysu w oparciu o funkcję wykładniczą

której odpowiada krzywa II na rys. 2.7. Drugim warunkiem jest przechodzenie otrzymanej w ten sposób krzywej przez początek układu współrzędnych (krzywa III). W tym celu zastępujemy w równaniu 2.19 ogólny współczynnik a współczynnikiem konstrukcyjnym K , którego wartość należy wyznaczyć, korzystając z warunku: $Z(0) = 0$. Mamy zatem:

$$1 - K \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 0\right)^n = 0, \quad (2.20)$$

co po przekształceniu daje:

$$K = \left(\frac{\pi}{2}\right)^{-n}. \quad (2.21)$$

Ostateczną postać wykładniczej funkcji zarysu wyznaczonej w funkcji kąta obrotu wału φ_w przedstawia więc równanie:

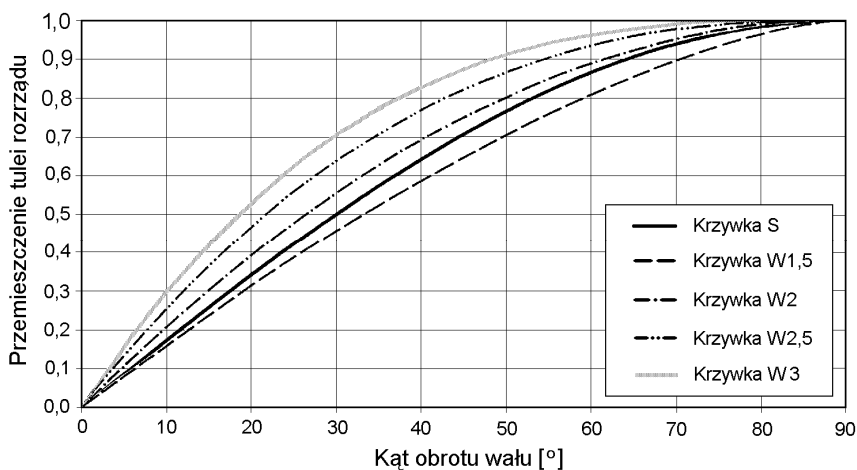
$$Z(\varphi_w) = 1 - K \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_w\right)^n. \quad (2.22)$$

Parametrem zmiennym jest dla tej funkcji wykładnik potęgi n . Do celów analizy przyjęto wartości $n = 1,5, 2, 2,5$ i 3 , oznaczając uzyskane w ten sposób zarysy jako W1.5, W2, W2.5 i W3. Wartości współczynnika konstrukcyjnego K obliczono oddzielnie dla każdego z powyższych zarysów i zamieszczono w tabelicy 2.1.

Tabela 2.1

Wartości współczynnika konstrukcyjnego K dla zarysów wykładniczych

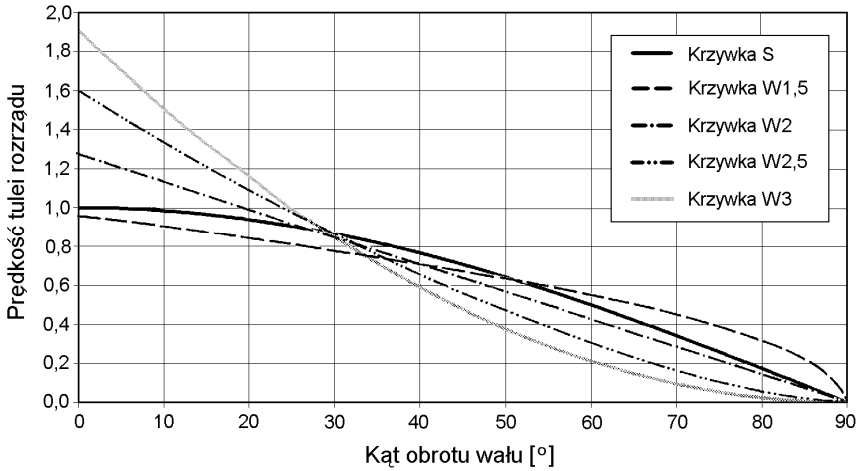
n	K	n	K
1,5	0,50795	2,5	0,32337
2	0,40528	3	0,25801



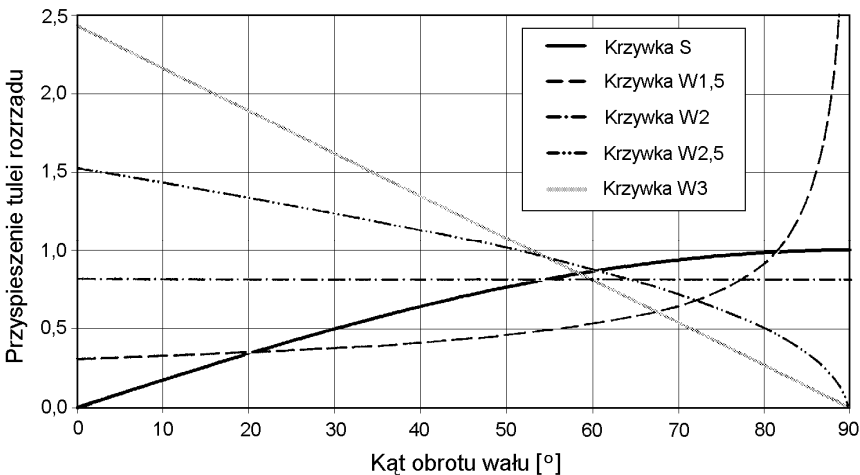
Rys. 2.8. Porównanie kształtów krzywej sinusoidalnej (S) i krzywek wykładniczych (W) dla różnych wartości wykładnika potęgi

Równanie 2.22 opisuje przebieg wykładniczej funkcji zarysu w pierwszej ćwiartce układu współrzędnych, dla pozostałych ćwiartek odpowiednie równania można wyznaczyć w ten sam sposób, korzystając z omówionego powyżej postulatu symetrii zarysu. Do celów

analizy jest to jednak zbędne. Na rysunku 2.8 pokazano kształty przyjmowane przez zarysy wykładnicze w pierwszej ćwiartce i porównano je z zarysem sinusoidalnym S.



Rys. 2.9. Przebiegi zmian prędkości chwilowej v_r dla krzywek o różnych zarysach wykładniczych

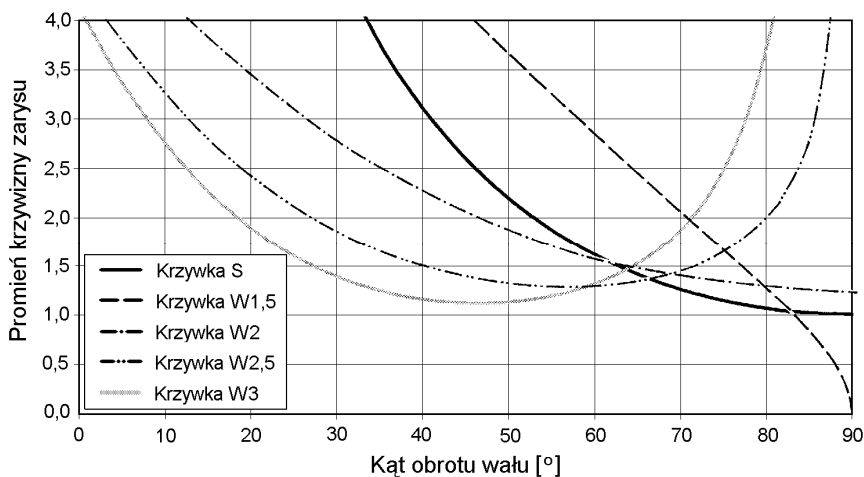


Rys. 2.10. Zmiany przyspieszenia działającego na tulejkę rozrządu a_r dla zarysów wykładniczych

Kolejne rysunki 2.9, 2.10 i 2.11 przedstawiają natomiast przebiegi zmian prędkości chwilowej tulei rozrządu v_r , jej przyspieszenia a_r i promienia krzywizny r_r dla omawianych zarysów. Dla porównania na wszystkich wykresach naniesiono przebiegi charakteryzujące zarys S, dla którego maksymalne wartości prędkości i przyspieszenia oraz minimalny promień krzywizny wynoszą 1.

Zmiana wartości wykładnika potęgi n powoduje daleko idące zmiany wartości prędkości chwilowej i przyspieszenia działającego na tuleje rozrządu. Porównując uzyskane przebiegi v_r i a_r , można stwierdzić, że najlepszymi parametrami charakteryzują się krzywki W2 i W2,5. W pierwszym przypadku prędkość przejścia tulei przez mostek rośnie o 27% w po-

równaniu z krzywką S, a wartość przyspieszenia jest stała (zmienia ono jedynie kierunek) i wynosi zaledwie 81% przyspieszenia maksymalnego dla krzywki S. W drugim przypadku prędkość chwilowa w chwili przejścia przez mostek rośnie o 58,5% (i w takim samym stosunku maleje kąt zaślepienia komory), przy 51% przyroście maksymalnej wartości przyspieszenia. Zarys W3 charakteryzuje się nieproporcjonalnym wzrostem przyspieszenia – o ponad 140% w porównaniu z zarysem S. Zarys W1,5 wykazuje natomiast cechę dyskwalifikującą go z dalszych rozważań – gwałtowny skokowy przyrost przyspieszenia w punkcie $\varphi_w = 90^\circ$.



Rys. 2.11. Przebieg zmian promienia krzywizny dla zarysów wykładniczych

Przebiegi zmian promienia krzywizny dla różnych zarysów krzywek, przedstawione na rys. 2.11, także wskazują na krzywki wykładnicze W2 i W2,5 jako najlepsze. Dla pierwszej z nich minimalny promień krzywizny zarysu r_{\min} stanowi 123% analogicznej wartości charakteryzującej zarys S, podczas gdy dla krzywki W2,5 wartość ta sięga 130%. Porównując wykresy na rys. 2.8 i 2.9, widzimy też, że dla obu tych krzywek wartość przyspieszenia w chwili przechodzenia kamienia przez punkt o najmniejszej krzywiznie (tj. dla $\varphi_w = 90^\circ$ dla W2 oraz $\varphi_w = 57^\circ$ dla W2,5) wynosi odpowiednio 0,815 i 0,92, podczas gdy dla zarysu S minimum promienia krzywizny (przy $\varphi_w = 90^\circ$) pokrywa się z maksimum przyspieszenia ($a_r = 1,0$). Analizując funkcję W3, widzimy, że wzrost wykładnika n powyżej 2,5 pociąga za sobą spadek r_{\min} i wynikające z tego pogorszenie warunków współpracy krzywki z kamieniem. W przypadku zarysu W1,5 po raz kolejny mamy do czynienia z wynikiem dyskwalifikującym go – promień krzywizny r_r maleje do zera w punkcie $\varphi_w = 90^\circ$. Reasumując, w przypadku krzywek wykładniczych optymalny zakres wykładników potęgi n leży w przedziale $(2 \div 2,5)$.

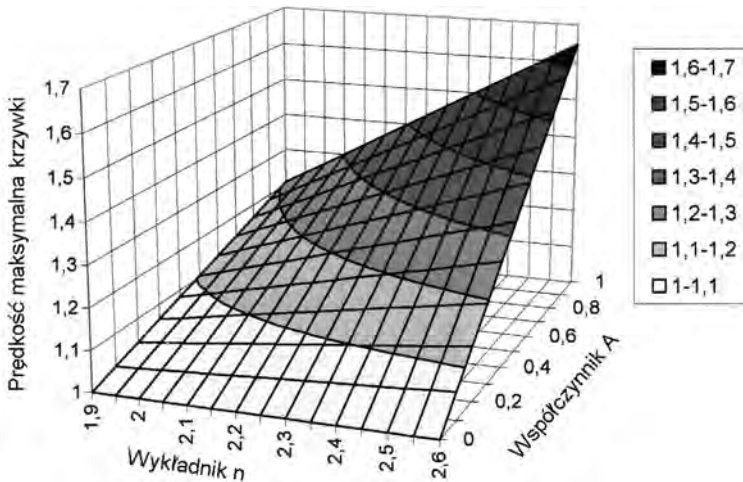
2.2.1.3. Zarys kombinowany

Celem znalezienia najlepszego zarysu krzywki przebadano z kolei funkcje będące połączeniem obu rozpatrywanych dotychczas funkcji: wykładniczej i sinusoidy. Równanie ogólne dla rodziny tych funkcji powstaje z dodania członu $\sin \varphi_w$ do równania 2.22 i ma ono postać:

$$Z(\varphi_w) = A \cdot \left(1 - K \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_w \right)^n \right) + B \cdot \sin \varphi_w. \quad (2.23)$$

Występujące w nim współczynniki A i B określają stopień pokrewieństwa rozpatrywanego zarysu z każdym z dwu zarysów podstawowych. I tak $A = 1$ i $B = 0$ oznaczają, że mamy do czynienia z zarysem wykładniczym opisanym równaniem 2.22, podczas gdy $A = 0$ i $B = 1$ charakteryzuje zarys sinusoidalny. Ponieważ współczynniki te muszą spełniać warunek $A + B = 1$, podanie wartości jednego z nich definiuje jednoznacznie rodzaj zarysu. Drugim parametrem niezbędnym do określenia zarysu jest wykładnik potęgi n . Współczynnik konstrukcyjny K , podobnie jak poprzednio, zapewnia zerową wartość funkcji $Z(\varphi_w)$ w punkcie $\varphi_w = 0$, spełniając przy tym zależność 2.21.

Opierając się na zaprezentowanych powyżej rezultatach, analizy prowadzono dla n zawierającego się w przedziale $(1,9 \div 2,6)$ ze skokiem $\Delta n = 0,05$. Współczynnik A przyjmował wartości od 0 do 1 ze skokiem 0,1. Oznaczało to konieczność przeanalizowania aż 151 różnych zarysów kombinowanych. Po przeanalizowaniu stwierdzono, że zarysy te w wielu przypadkach charakteryzują się korzystniejszymi własnościami, niż oba wchodzące w ich skład zarysy podstawowe, tj. wyższymi prędkościami przejścia tulei przez mostek przy jednoczesnych niższych szczytowych wartościach przyspieszenia.

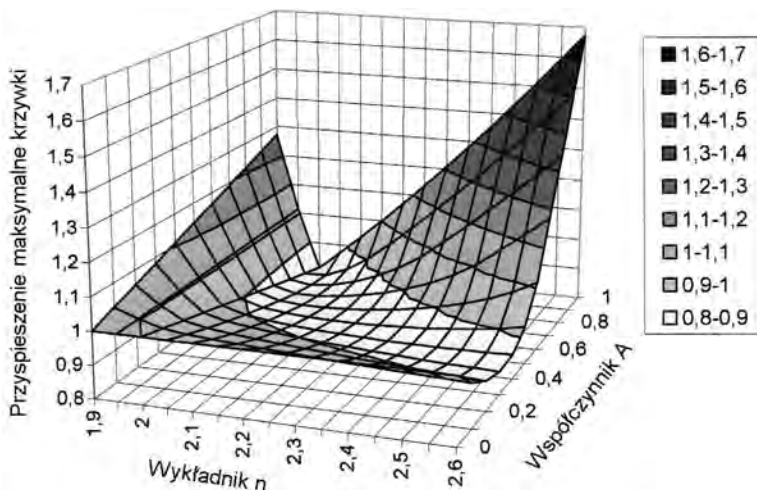


Rys. 2.12. Wartości prędkości maksymalnej osiągananej przez tuleje rozrządu w momencie przejścia przez mostek w zależności od parametrów n i A zarysu kombinowanego

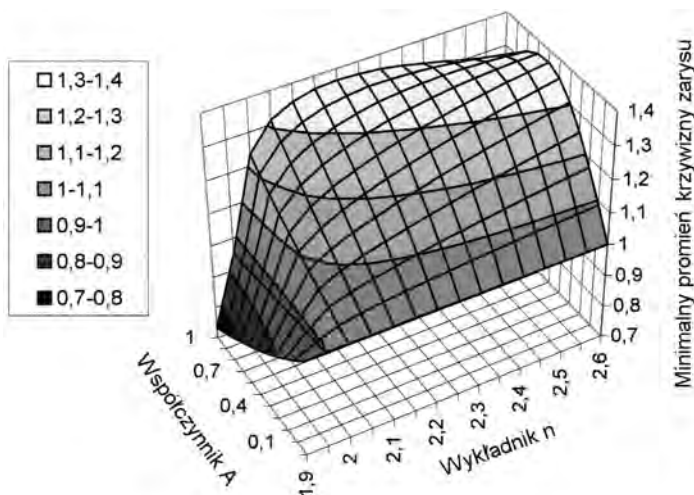
Zamieszczony na rys. 2.12 wykres zbiorczy pokazuje, jak parametry n i A wpływają na wartość prędkości przejścia przez mostek. Analogiczne wykresy na rys. 2.13 i 2.14 pokazują szczytowe wartości przyspieszenia i minimalne wartości promienia krzywizny, osiągnane przez analizowane zarysy w całym przedziale $0 \leq \varphi_w \leq \pi/2$.

Prędkość maksymalna w chwili przesterowania rośnie liniowo wraz z przyrostem wykładnika potęgi n i współczynnika A , osiągając maksimum $v_{r, \max} = 1,64$ dla $A = 1$ i $n = 2,6$. Zależność przyspieszenia maksymalnego od n i A jest bardziej złożona, wykazując wyraźne minimum. Podobny obszar, tym razem najwyższych wartości, można zaobserwować na wykresie zależności minimalnego promienia krzywizny od parametrów zarysu

kombinowanego. Dysponując zaprezentowanymi powyżej wynikami, można znaleźć zarys spełniający w stopniu optymalnym stawiane mu warunki [25]. Co istotne, proces optymalizacji będzie równocześnie obejmował zarysy kombinowane, czysto wykładnicze ($A = 1$), i zarys sinusoidalny ($A = 0$).



Rys. 2.13. Maksymalne wartości przyspieszenia działającego na tuleję rozrządu w zależności od parametrów n i A zarysu kombinowanego



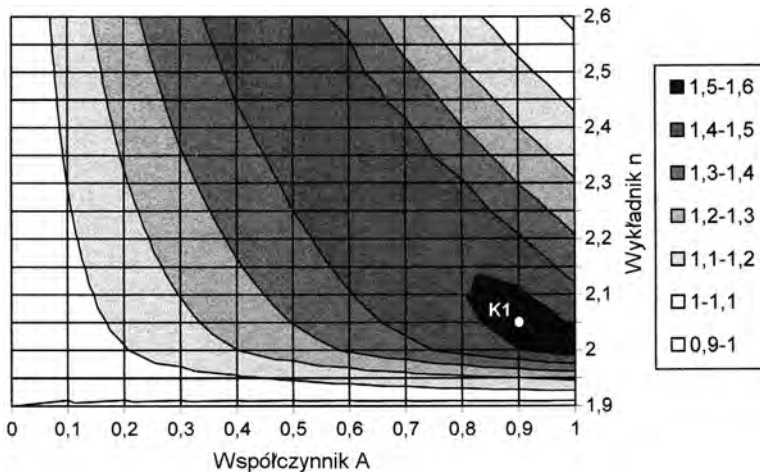
Rys. 2.14. Wartości minimalnego promienia krzywizny bieżni w zależności od parametrów n i A

Jako pierwsze kryterium w procesie wyboru zarysu kombinowanego, najlepiej spełniającego wymagania stawiane przed krzywką sterującą, przyjęto stosunek uzyskiwanej przez dany zarys prędkości przejścia tulei przez mostek do maksymalnego przyspieszenia działającego na tę tuleję:

$$\Omega I = \frac{v_{r \max}}{a_{r \max}} . \quad (2.24)$$

Rysunek 2.15 pokazuje zmiany wartości funkcji ΩI w zależności od n i A . W obszarze najwyższych wartości ΩI , zaznaczonym ciemnym kolorem, znajdują się zarysy zbliżone do czysto wykładniczych, o wykładniku nieznacznie większym od 2. Wytypowany w ten sposób zarys kombinowany 1 (oznaczony w dalszej części pracy jako K1) odpowiada zaznaczonemu na wykresie punktowi o współrzędnych $n = 2,05$ i $A = 0,9$. Korzystając ze wzoru 2.21, można obliczyć współczynnik konstrukcyjny K , który dla $n = 2,05$ przyjmuje wartość 0,39624. Podstawiając do równania 2.23 określone w ten sposób wartości A , K i n , otrzymujemy ostateczną postać funkcji zarysu K1:

$$K1(\varphi_w) = 0,9 \cdot \left(1 - 0,39624 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_w \right)^{2,05} \right) + 0,1 \cdot \sin \varphi_w . \quad (2.25)$$



Rys. 2.15. Zależność wartości funkcji ΩI od parametrów n i A zarysu kombinowanego

Kolejna funkcja, użyta jako kryterium wyboru zarysu, uwzględnia wszystkie trzy parametry charakteryzujące zarys:

$$\Omega 2 = 0,4 \cdot v_{r \max} + 0,3 \cdot \frac{1}{a_{r \max}} + 0,3 \cdot r_{\min} . \quad (2.26)$$

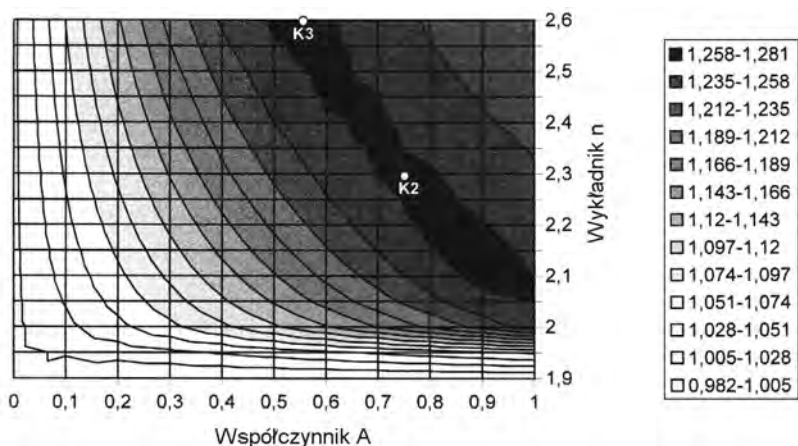
Jak widać, nadano im zbliżone wagi, nieznacznie tylko faworyzując prędkość przejścia tulei przez mostek. Rezultaty analiz pokazano na rys. 2.16.

Zaznaczony ciemnym kolorem obszar najwyższych wartości $\Omega 2$ ma w przybliżeniu kształt pasma rozciągającego się pomiędzy punktami (2,05; 0) a (2,6; 0,55). Co istotne, pasmo to pokrywa się częściowo z obszarem maksymalnych wartości funkcji ΩI , a wytypowany poprzednio punkt K1 leży na jego granicy. Opierając się na powyższych rezultatach, wytypowano kolejne dwa zarysy kombinowane: K2 opisany współrzędnymi 2,3 i 0,75 oraz K3, dla którego $n = 2,6$, a $A = 0,55$. Zarysy te, wraz z zarysem K1, wyznaczają w przybliżeniu przebieg pasma maksymalnych wartości funkcji $\Omega 2$. Podanym powyżej wykładni-

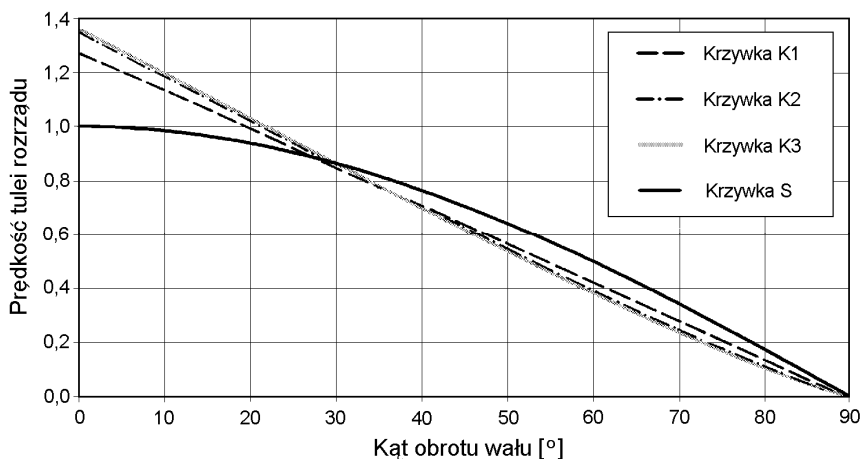
kom n odpowiadają wartości K : 0,35394 dla $K2$ oraz 0,30909 dla $K3$. Pełne równania tych zarysów mają więc postać:

$$K2(\varphi_w) = 0,75 \cdot \left(1 - 0,35394 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_w \right)^{2,3} \right) + 0,25 \cdot \sin \varphi_w, \quad (2.27)$$

$$K3(\varphi_w) = 0,55 \cdot \left(1 - 0,30909 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_w \right)^{2,6} \right) + 0,45 \cdot \sin \varphi_w. \quad (2.28)$$



Rys. 2.16. Zależność wartości funkcji $\Omega 2$ od parametrów n i A zarysu kombinowanego

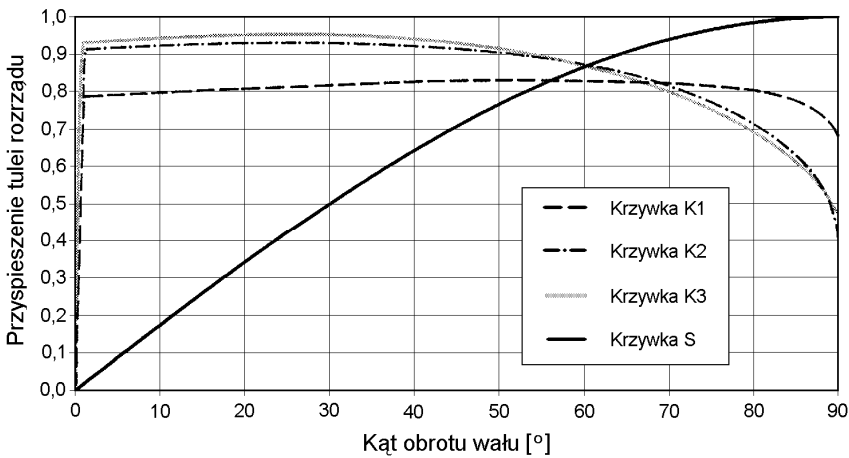


Rys. 2.17. Przebiegi zmian prędkości chwilowej dla zarysów $K1 \div K3$ i S

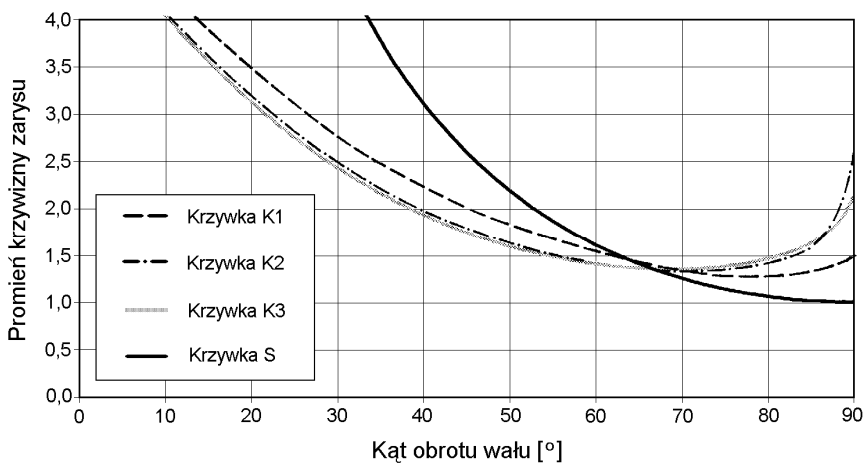
Wytypowane zarysy optymalne poddano z kolei szczegółowej analizie, wyznaczając pełne przebiegi v_r , a_r i r_r w obszarze $0 \leq \varphi_w \leq \pi/2$. Wyniki tych analiz, porównane z wynikami krzywki S , pokazano na rysunkach 2.17÷2.19.

Pierwszy rysunek przedstawia przebiegi zmian prędkości tulei rozrządu. Różnice między zarysami K1÷K3 są stosunkowo małe. Najbardziej interesująca jest wartość maksymalna $v_{r \max}$, przyjmowana w chwili, gdy $\varphi_w = 0$. Wartości osiągane w tym punkcie przez poszczególne zarysy wynoszą: K1 – 1,271, K2 – 1,344, K3 – 1,356.

Istotne różnice pomiędzy poszczególnymi zarysami ujawnia rys. 2.18, na którym pokazano przebiegi zmian przyspieszenia działającego na tulejkę rozrządu. Pomimo znacznie większej prędkości przejścia tulejki przez mostek, zapewnianej przez zarysy K1÷K3, w porównaniu z zarysem S, przyspieszenia maksymalne działające na tulejkę są dla wszystkich zarysów kombinowanych mniejsze od 1. Odpowiednie wartości wynoszą: 0,831 dla K1, 0,93 dla K2 i 0,953 dla K3. Uwagę zwraca płaski kształt charakterystyk uzyskanych przez zarysy K1÷K3, w porównaniu z zarysem S. Jest on korzystny, gdyż gwarantuje prawie stałą wartość siły działającej na tulejkę rozrządu podczas ich pracy.



Rys. 2.18. Przebiegi zmian przyspieszenia chwilowego dla zarysów K1÷K3 i S



Rys. 2.19. Przebiegi zmian promienia krzywizny bieżni dla zarysów K1÷K3 i S

Ostatni rysunek przedstawia zmiany promienia krzywizny w poszczególnych punktach zarysu. Wartości minimalne osiągnięte przez analizowane krzywki wynosiły: 1.280 dla K1, 1.338 dla K2 i 1.358 dla K3.

Porównując powyższe wyniki, można stwierdzić, że zarysy K2 i K3, pomimo że opisane odmiennymi równaniami 2.27 i 2.28, osiągają we wszystkich analizowanych kategoriach bardzo zbliżone rezultaty. Ponieważ wyniki zarysu K3 były przy tym minimalnie lepsze, zdecydowano w dalszym ciągu pracy ograniczyć się do analizowania zarysów K1 i K3.

2.2.1.4. Zarys hiperboliczny

Analizie poddano również zarys hiperboliczny, oparty na powszechnie znanej funkcji:

$$y = \frac{n}{x}. \quad (2.29)$$

Aby otrzymać funkcję zarysu spełniającą wymagania postawione w rozdziale 2.2.1.1, należy przekształcić powyższe równanie w analogiczny sposób, jak miało to miejsce w przypadku zarysu wykładniczego. Ostatecznie otrzymujemy równanie postaci [63]:

$$Z(\varphi_w) = 1 - K \cdot \left(n - \sqrt{\left(\varphi_w - \frac{\pi}{2} \right)^2 + n^2} \right). \quad (2.30)$$

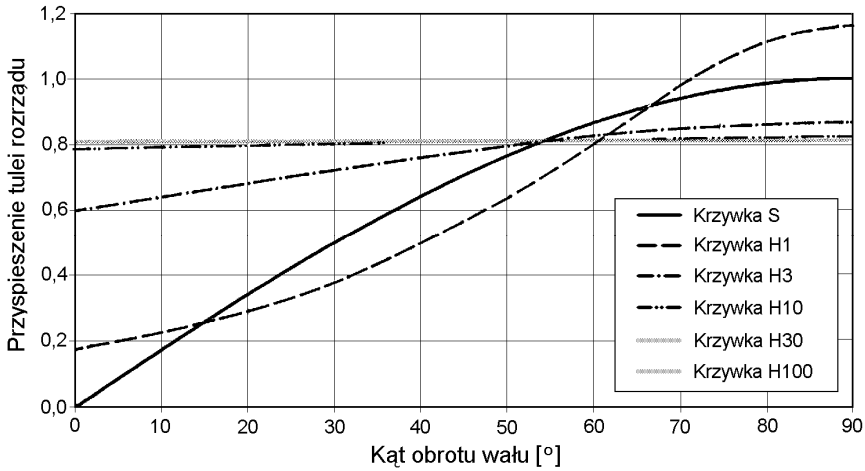
Parametrem charakterystycznym hiperbolicznej funkcji kształtu jest n , podczas gdy współczynnik konstrukcyjny K przyjmuje wartości zapewniające przechodzenie tej funkcji przez punkt $(\pi/2, 1)$. Oznacza to, że K musi spełniać równanie [63]:

$$K = \frac{1}{n - \sqrt{(\pi/2)^2 + n^2}}. \quad (2.31)$$

Dla celów analizy przyjęto wartości n , zawierające się w przedziale 1÷100. Uzyskane tak zarysy oznaczono, podając po symbolu H wartość parametru n : np. H10 dla $n = 10$. Wstępna analiza takich zarysów pozwoliła stwierdzić, że wszystkie one spełniają komplet warunków koniecznych zdefiniowanych w rozdziale 2.2.1.1. Zarysy te poddano więc szczegółowej analizie, podobnie jak poprzednie.

Przebiegi zmian prędkości chwilowej tulejki rozrządu dla zarysów hiperbolicznych są bardziej zróżnicowane niż w przypadku zarysów kombinowanych. Interesująca nas prędkość w chwili, gdy $\varphi_w = 0$, zmienia się od 0,971 dla zarysu H1 do 1,287 dla H100. Są to zatem wielkości nieco niższe od uzyskiwanych przez zarysy K1÷K3. Należy przy tym zauważyć, że wyniki uzyskiwane przez zarysy H10, H30 i H100 były prawie identyczne. Widoczne różnice pojawiają się dopiero dla $n \leq 3$. Analizowanie kolejnych zarysów o współczynniku n przekraczającym 100 nie ma więc sensu.

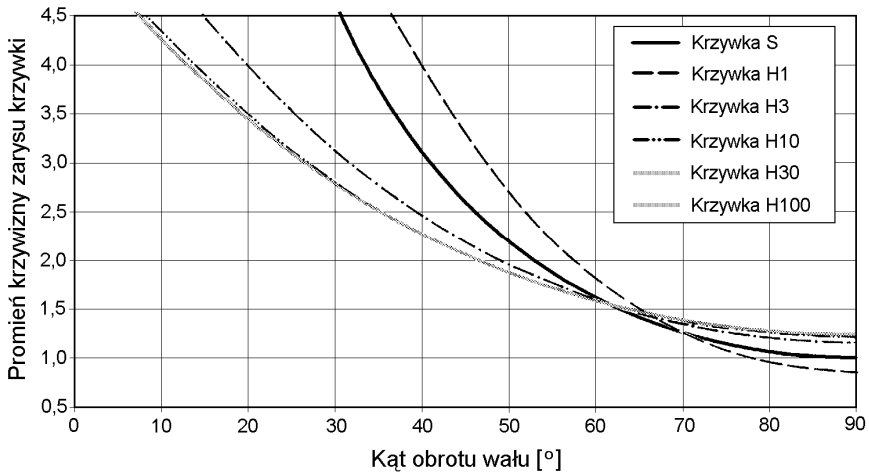
Kolejny rysunek 2.20 przedstawia wartość przyspieszenia działającego na tulejki w przypadku zastosowania krzywek hiperbolicznych. Ponownie najgorszymi własnościami odznacza się zarys H1, dla którego maksymalna wartość przyspieszenia przekracza 1,16. Zarysy H10, H30 i H100 kolejny raz wykazują się prawie identycznymi własnościami. Charakteryzuje je bardzo korzystny, praktycznie płaski, przebieg zmian przyspieszenia, a jego wartość wynosząca 0,81÷0,816 pokrywa się praktycznie z osiąganymi zarysu W2. Zarysy hiperboliczne są zatem wyraźnie lepsze pod tym względem od zarysów K1÷K3.



Rys. 2.20. Przebiegi zmian przyspieszenia chwilowego dla zarysów H1÷H100 i S

Przebiegi zmian promienia krzywizny raz jeszcze wykazują zgodność pomiędzy rezultatami zarysów H10, H30 i H100 oraz ich wyższość nad zarysami opisanymi niższą wartością współczynnika n . Minimalna wartość promienia krzywizny występuje dla wszystkich zarysów w chwili, gdy $\varphi_w = 0$, i zawiera się w przedziale 0,86÷1,234. Zarys H100 odpowiada zatem zarysowi K1, jest natomiast nieco gorszy od K2 i K3.

Można więc stwierdzić, że najlepszymi parametrami spośród analizowanych zarysów hiperbolicznych charakteryzują się zarysy o najwyższej wartości współczynnika n . Jednocześnie wraz ze wzrostem n zarysy te dążą do pewnej granicy, którą z dużym przybliżeniem wyznacza zarys H100. Można go zatem swobodnie uznać za najlepszy zarys hiperboliczny.



Rys. 2.21. Przebiegi zmian promienia krzywizny bieżni dla zarysów H1÷H100 i S

2.2.1.5. Wybór najkorzystniejszego zarysu krzywki sterującej

Celem porównania zarysów kombinowanych i hiperbolicznych zestawiono parametry charakterystyczne zarysów W2, K1÷K3 i H100. Dla wszystkich porównywanych zarysów wyznaczono także wartości obu funkcji opisujących jakość zarysu: Ω_1 i Ω_2 .

Tablica 2.2

Porównanie parametrów charakteryzujących analizowane zarysy

Zarys	$v_{r\max}$	$a_{r\max}$	$r_{r\min}$	Ω_1	Ω_2
Wykładniczy W2	1,270	0,811	1,231	1,566	1,247
Kombinowany K1	1,271	0,831	1,280	1,529	1,253
Kombinowany K2	1,344	0,930	1,338	1,445	1,262
Kombinowany K3	1,356	0,953	1,358	1,423	1,265
Hiperboliczny H100	1,287	0,811	1,234	1,588	1,255

Wyniki uzyskiwane przez zarys H100 są we wszystkich kategoriach zbliżone do wyników zarysów W2 i K1. Z tego względu zbliżone są także wartości funkcji Ω_1 i Ω_2 , charakteryzujących te zarysy. Dla zarysu H100 wartości te są jednak wyższe zarówno w przypadku Ω_1 , jak i Ω_2 . Nieco odmiennymi własnościami charakteryzują się natomiast zarysy K2 i K3, przy czym K3 osiąga największą z rozpatrywanych zarysów prędkość przejścia przez mostek. Z powyższych względów do celów dalszych analiz ostatecznie przyjęto zarysy H100 i K3.

Wyraźne podobieństwo parametrów charakteryzujących najlepsze zarysy, występujące pomimo odmienności opisujących je równań, sugeruje, że są one zbliżone do zarysu „idealnego”, spełniającego najpełniej kryteria wyznaczone przez funkcje Ω_1 i Ω_2 . Różnice w kształcie poszczególnych zarysów są przy tym minimalne, na granicy współczesnych możliwości wykonywania takich krzywek. Nie ma więc sensu prowadzenie dalszych poszukiwań z wykorzystaniem odmiennych funkcji.

Rozdział 3

PRZEBIEG PROCESU OTWIERANIA (ZAMYKANIA) OKIEN ROZRZĄDU

Kolejny rozdział poświęcono analizie przebiegu procesów otwierania i zamykania okien rozrządu w poszczególnych wersjach tego mechanizmu. Ma to istotny wpływ na zachowanie się całej maszyny, a w szczególności na dopuszczalne wartości prędkości obrotowej i minimalnego ciśnienia w kanale ssawnym. Celem zapewnienia najlepszych parametrów maszyny hydrostatycznej należałoby skonstruować mechanizm rozrządu charakteryzujący się możliwie wysoką wartością stosunku powierzchni okna roboczego do objętości skokowej napełnianej przezeń komory roboczej – ε_Q . Wzrost współczynnika ε_Q wiąże się jednak ze zwiększeniem gabarytów i masy urządzenia. W miarę wzrostu wydajności maszyny mamy też do czynienia z szybszym przyrostem objętości skokowej (w trzeciej potęgze wymiaru) niż powierzchni okna (w kwadracie). Oznacza to postępujący spadek wartości współczynnika ε_Q .

Drugim równie ważnym czynnikiem jest przebieg procesu otwierania (i zamykania) okna, tj. zmian w czasie jego powierzchni otwartej. W idealnym przypadku proces ten powinien następować natychmiastowo – w warunkach rzeczywistych jest on funkcją szybkości zmian czynnika wymuszającego proces otwierania/zamykania okna (czyli zmian ciśnienia dla rozrządu zaworowego, zmian położenia kąтового bębna cylindrowego w rozrządzie czołowym czy też zmian położenia osiowego tulejki w rozrządzie krzywkowym) oraz kształtu współpracujących ze sobą części. W przypadku realizacji procesu rozrządu za pomocą wprawianych w ruch elementów rozrządowych (rozrząd zaworowy lub sterowany) istotną rolę w przebiegu tych procesów ma również ich masa oraz siły tarcia. Przebieg otwierania (zamykania) okna można opisać funkcją zmiany powierzchni otwartej okna rozrządu (funkcji otwarcia okna) $\varepsilon_A(t)$, której wartość w chwili t jest równa:

$$\varepsilon'_A(t) = \frac{A'_o(t)}{A_o} \quad (3.1)$$

gdzie: $A'_o(t)$ – powierzchnia otwarta okna rozrządu w chwili t ,
 A_o – powierzchnia całkowita okna.

Funkcja $\varepsilon_A(t)$ ma charakter cykliczny, a jej wartość zawiera się w przedziale $(0 \div 1)$. Przebiegi zmian ε_A w czasie zależą oczywiście od prędkości obrotowej wału maszyny. Dlatego też do celów porównawczych znacznie korzystniejsze jest operowanie nie jednostkami czasu, a kątem obrotu wału φ_w . W efekcie uzyskujemy funkcję $\varepsilon_A(\varphi_w)$ o tym samym przedziale wartości i stałym okresie, wynoszącym 2π .

Wyznaczenie przebiegu funkcji otwarcia okna dla poszczególnych wersji rozrządu wymaga obliczenia powierzchni otwartej części okna rozrządu dla kolejnych położenia kątowych wału napędowego φ_w . Konieczne jest przy tym uwzględnienie rzeczywistego kształtu okna i elementów je przesłaniających oraz trajektorii wykonywanych przez nie ruchów. Celem uzyskania precyzyjnych danych założono elementarny przyrost kąta φ_w , wynoszący $0,5^\circ$, i dokładne odwzorowywanie geometrii okien rozrządu i współpracujących

z nimi kanałów Bazą wyjściową do takich analiz jest dostępna autorowi dokumentacja konstrukcyjna albo wyniki pomiarów elementów rozrządu w poszczególnych maszynach.

3.1. Założenia wstępne

Ponieważ celem pracy jest porównanie własności poszczególnych typów mechanizmu rozrządu niezbędne jest dokonanie szeregu założeń wstępnych, gwarantujących pełną porównywalność uzyskanych rezultatów.

Pierwszym parametrem decydującym o przebiegu analizowanych zjawisk jest jednostkowa wydajność pompy lub chłonność silnika q_j . W prezentowanej pracy analizy prowadzono dla dwóch wielkości q_j : 20 i 80 cm³/obrót. W przypadku jednostek wyposażonych w rozrząd czołowy podstawowe znaczenie ma także ilość tłoczków n_{tl} . W zależności od ilości tłoczków zmienia się bowiem podziałka kątowna otworów w bloku cylindrowym (i okien rozrządu) θ . Cały cykl otwierania lub zamykania okna musi się jednak dokonać w czasie obrotu wału o kąt mniejszy od θ (po obrocie o θ cykl powtarza się dla kolejnego okna). Oznacza to, że wzrost liczby tłoczków musi powodować skrócenie procesów otwierania i zamykania okien. W pracy przeanalizowano maszyny o najczęściej spotykanej liczbie tłoczków n_{tl} wynoszącej 7 lub 9.

W przypadku rozrządu krzywkowego przebieg procesów otwierania i zamykania zależy jedynie od ruchów wykonywanych przez tulejki rozrządu. Nie są one związane z liczbą tłoczków, a jedynie z kształtem krzywki sterującej. Dlatego też można w tym przypadku ograniczyć zakres analizy do jednego przypadku $n_{tl} = 2 \cdot 7$ (siedem otworów z dwoma tłoczkami współpracującymi w każdym otworze).

Istotną rolę odgrywa też stosunek powierzchni całkowitej okna rozrządu A_o do powierzchni tłoczka A_{tl} . Stosunek ten w dalszej części pracy określamy jako współczynnik względnej powierzchni okna ε . Do rozważań przyjęto trzy jego wartości: $\varepsilon = 0,3, 0,5$ i $0,7$. Odpowiada to zmiennym wymiarom l_o i b_o okna rozrządu. Należy też podkreślić, że – w przypadku jednostek z rozrządem krzywkowym – współczynnik ε odnosi się do sumarycznej powierzchni obu tłoczków tworzących komorę roboczą i sumarycznej powierzchni wszystkich przecięć tworzących okno rozrządu w tej komorze.

Tablica 3.1

Podstawowe wymiary charakterystyczne analizowanych maszyn

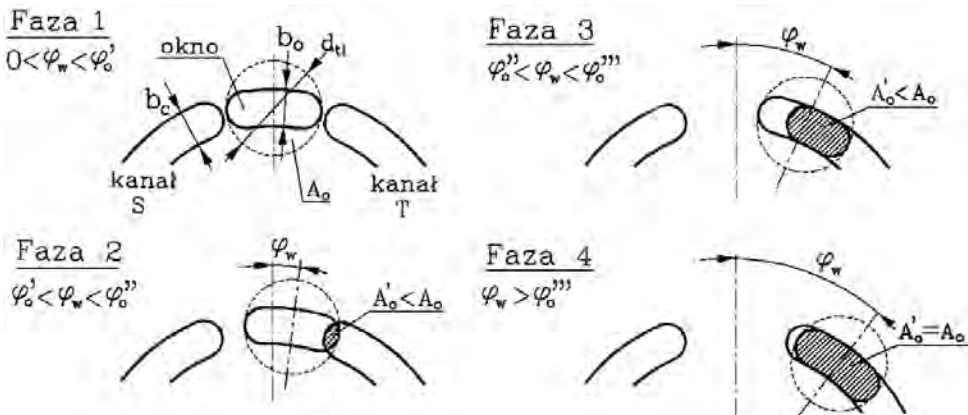
Parametr	Jednostka					
	A	B	C	D	E	F
Rodzaj mechanizmu rozrządu	czołowy				krzywkowy	
Wydajność jednostkowa q_j [cm ³ /obr.]	20		80		20	80
Liczba tłoczków n_{tl}	7	9	7	9	7	
Średnica tłoczka d_{tl} [mm]	15,6	13,4	25,5	22,2	10,3	18,0
Średnica podziałowa tłoczków D_{tl} [mm]	52	55	78	80	60	78
Kąt nachylenia tarczy oporowej γ [°]	16					
Skok tłoczka $2 \cdot s_{tl}$ [mm]	14,91	15,77	22,37	22,94	17,20	22,37
Powierzchnia tłoczka A_{tl} (2 tłoczków w jednostkach E i F) [mm ²]	191,1	141,0	510,7	387,1	–	–
	–	–	–	–	166,6	508,9

Opierając się na znanych zależnościach warunkujących poprawne działanie maszyn z rozrządem czołowym, pomiarach mechanizmów rozrządu w jednostkach produkowanych przez różne firmy oraz na doświadczeniu zdobytym przy projektowaniu i badaniach jednostek z rozrządem krzywkowym, wyznaczono wartości podstawowych wymiarów charakterystycznych dla sześciu analizowanych jednostek oznaczonych dalej literami od A do F. Parametry te zestawiono w tablicy 3.1.

3.2. Rozrząd czołowy

Zjawisko otwierania lub zamykania się okna w rozrządzie czołowym wywołane jest obrotem bębna cylindrowego (w którym wykonane są okna) względem nieruchomego kolektora czołowego. Kolejne fazy tego procesu przedstawiono na rys. 3.1. W przypadku pokazanego na tym rysunku rozrządu z oknami o wydłużonym, „nerkowatym” kształcie, wyróżnić można kolejno 4 fazy procesu otwierania:

- 1) faza zaślepienia komory. Kąt obrotu wału, przy którym faza ta się kończy oznaczono dalej jako φ'_o – kąt początku otwarcia okna;
- 2) faza, w której pokrywają się zakończenia okna i kanału kolektora. W fazie tej zależność między kątem obrotu wału φ_w a polem powierzchni otwartej części okna A'_o ma charakter nieliniowy, zależny od kształtów zakończeń okna i kanału. Kąt obrotu wału odpowiadający końcowi fazy nieliniowej oznaczony jest jako φ''_o ;
- 3) faza, w której przyrost A'_o w funkcji φ_w ma charakter liniowy. W najczęściej spotykanym przypadku, gdy zakończenia okna i kanału kolektora mają identyczny kształt, faza ta trwa aż do pełnego otwarcia okna. Odpowiadający tej chwili kąt obrotu wału oznaczony jest dalej jako φ'''_o – kąt pełnego otwarcia;
- 4) faza pełnego otwarcia okna: $A'_o = A_o$ i nie zależy od φ_w .



Rys. 3.1. Kolejne fazy otwierania się wydłużonego okna w rozrządzie czołowym

Proces zamykania się okna przebiega analogicznie przy odwrotnej kolejności omawianych powyżej faz. Zakładając symetrię mechanizmu rozrządu (szczególnie kanałów kolektora), uzyskujemy zależności:

$$\varphi'_z = \pi - \varphi'''_o, \quad (3.2)$$

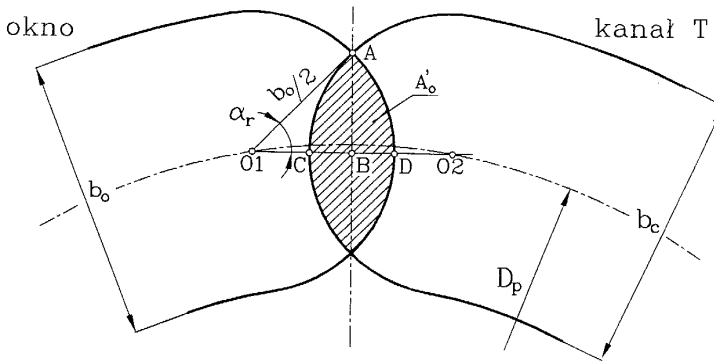
$$\varphi_z'' = \pi - \varphi_o'' \quad (3.3)$$

$$\varphi_z''' = \pi - \varphi_o' \quad (3.4)$$

gdzie: φ_z' – kąt początkowy zamykania się okna,
 φ_z'' – kąt początkowy fazy nieliniowej,
 φ_z''' – kąt całkowitego zamknięcia okna.

Zależność pomiędzy polem powierzchni otwartej okna a kątem φ_w wyznaczono, przyjmując następujące założenia:

- zakończenia okna i kanałów kolektora mają identyczny, półkolisty kształt,
- kanały kolektora są symetryczne,
- szerokości okna b_o i kanału b_c są identyczne,
- średnice podziałowe okien D_o i kanałów D_c są także równe sobie.



Rys. 3.2. Wyznaczenie powierzchni otwartej okna w fazie nieliniowej procesu otwierania

Powyższy zestaw założeń prowadzi do sytuacji pokazanej na rys. 3.2. Wartości kątów charakterystycznych można wyznaczyć ze wzorów:

$$\varphi_o' = \frac{\varphi_s}{2}, \quad (3.5)$$

$$\varphi_o'' = \frac{2 \cdot b_o}{D_o} + \frac{\varphi_s}{2}, \quad (3.6)$$

$$\varphi_o''' = \frac{2 \cdot l_o}{D_o} + \frac{\varphi_s}{2}. \quad (3.7)$$

Pole powierzchni części otwartej wyraża się zależnością [10]:

$$A'_o = \frac{b_o^2}{4} \cdot (2 \cdot \alpha_r - \sin(2 \cdot \alpha_r)), \quad (3.8)$$

dzięki założonej pełnej symetrii $BC = BD$. Długość odcinka CD jest natomiast równa:

$$CD \cong \frac{D_o \cdot (\varphi_w - \varphi'_o)}{2}. \quad (3.9)$$

Po uwzględnieniu wzorów 2.1 i 3.5 można zapisać:

$$\alpha_r = \arccos \left(1 - \frac{D_o \cdot \varphi_w + (b_m - l_o)}{2 \cdot b_o} \right). \quad (3.10)$$

Podstawiając wyrażenie 3.10 do wzoru 3.8, uzyskujemy funkcję opisującą zmiany pola powierzchni A'_o w funkcji φ_w w fazie nieliniowej. Faza ta kończy się w chwili, gdy kąt $\varphi_w = \varphi''_o$ (a jednocześnie $\alpha_r = \pi$). Otwarta część okna przyjmuje w tym momencie kształt koła, a jej powierzchnia jest równa $\pi \cdot b_o^2/4$. Funkcja opisująca zmiany powierzchni otwartej w fazie liniowej ma postać:

$$A'_o = \frac{\varphi_w - \varphi''_o}{2} \cdot D_o \cdot b_o + \frac{\pi \cdot b_o^2}{4}. \quad (3.11)$$

Faza ta kończy się w momencie pełnego otwarcia okna: $A'_o = A_o$. Dzieląc powyższe zależności przez całkowitą powierzchnię okna rozrządu A_o , uzyskujemy przebieg zmian funkcji otwarcia okna $\varepsilon_A = f(\varphi_w)$.

3.2.1. Zmiany funkcji otwarcia okna w podstawowej wersji rozrządu czołowego

Jako podstawową wersję rozrządu czołowego przyjęto rozrząd z oknami wydłużonymi zgodny z rys. 2.1. Założono przy tym dodatkowo kąt zaślepienia $\varphi_s = 1^\circ$ oraz długość okna równą średnicy tłoczka $l_o = d_{tl}$. Odpowiadające tym założeniom i przyjętym wymiarom charakterystycznym (tablica 3.1) wymiary okien rozrządu i kąty charakteryzujące proces otwierania tych okien, zestawiono w tablicach 3.2 i 3.3. Symbole literowe analizowanych jednostek uzupełniono o cyfry, oznaczające względną powierzchnię okna: 1 dla $\varepsilon_i = 0,3$, 2 dla $\varepsilon_i = 0,5$ i 3 dla $\varepsilon_i = 0,7$. W tablicy 3.2 ujęto wymiary dla mniejszych jednostek o wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$, a w tablicy 3.3 dla jednostek większych – $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$

Tablica 3.2

Wymiary charakterystyczne jednostek A i B

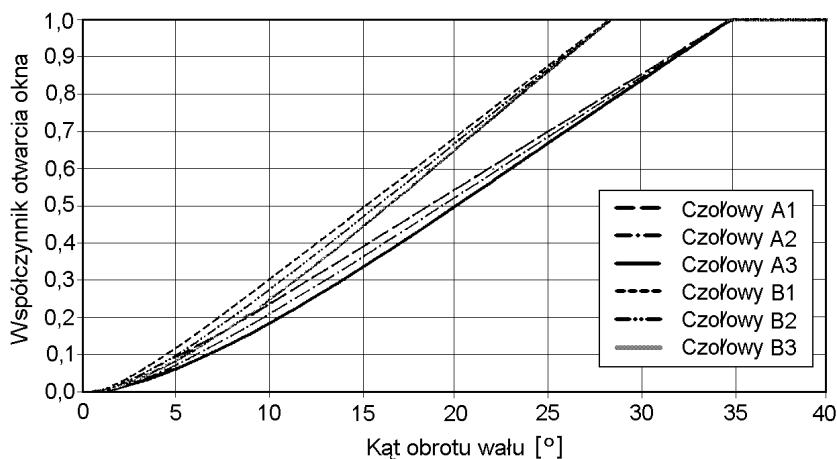
Wymiar	Jednostka					
	A1	A2	A3	B1	B2	B3
Współcz. względnej powierzchni okna ε_i [-]	0,3	0,5	0,7	0,3	0,5	0,7
Długość okna rozrządu l_o [mm]	15,6			13,4		
Średnica podziałowa okien D_o [mm]	52			55		
Szerokość okna rozrządu b_o [mm]	3,88	6,75	9,92	3,33	5,80	8,52
Pole powierzchni okna rozrządu A_o [mm ²]	57,3	95,6	133,7	42,3	70,5	98,7
Kąt początku otwarcia okna φ'_o [°]	0,5					
Kąt zakończenia fazy nieliniowej φ''_o [°]	9,05	15,38	22,36	7,44	12,58	18,25
Kąt pełnego otwarcia okna φ'''_o [°]	34,88			28,42		

Tablica 3.3

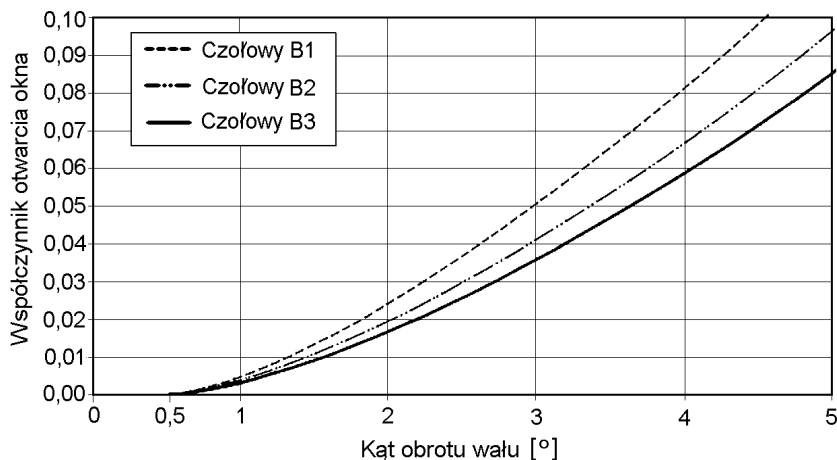
Wymiary charakterystyczne jednostek C i D

Wymiar	Jednostka					
	C1	C2	C3	D1	D2	D3
Współcz. względnej powierzchni okna ε_t [-]	0,3	0,5	0,7	0,3	0,5	0,7
Długość okna rozrządu l_o [mm]	25,5			22,2		
Średnica podziałowa okien D_o [mm]	78			80		
Szerokość okna rozrządu b_o [mm]	6,33	11,01	16,20	5,52	9,60	14,14
Pole powierzchni okna rozrządu A_o [mm ²]	153,2	255,3	255,3	116,1	193,4	271,0
Kąt początku otwarcia okna φ'_o [°]	0,5					
Kąt zakończenia fazy nieliniowej φ''_o [°]	9,80	16,68	24,30	8,41	14,25	20,75
Kąt pełnego otwarcia okna φ'''_o [°]	37,96			32,30		

Uzyskane w wyniku obliczeń przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna rozrządu dla maszyn A i B o wydajności jednostkowej $q_j = 20 \text{ cm}^3/\text{obrót}$ przedstawiono na rys. 3.3. Widać na nim, że dla danej liczby tłoczków n_t (a co za tym idzie – długości okna l_o) wpływ jego szerokości b_o i powiązanego z szerokością współczynnika względnej powierzchni okna ε_t jest mało znaczący. Uwidacznia się on jedynie w początkowej fazie otwierania się okna pokazanej na rys. 3.4 dla rozrządu typu B (dla typu A kształt wykresów jest taki sam). Różnice pomiędzy wartością współczynnika otwarcia ε_A sięgają w fazie nieliniowej 30÷40% na korzyść mechanizmu o węższych oknach.

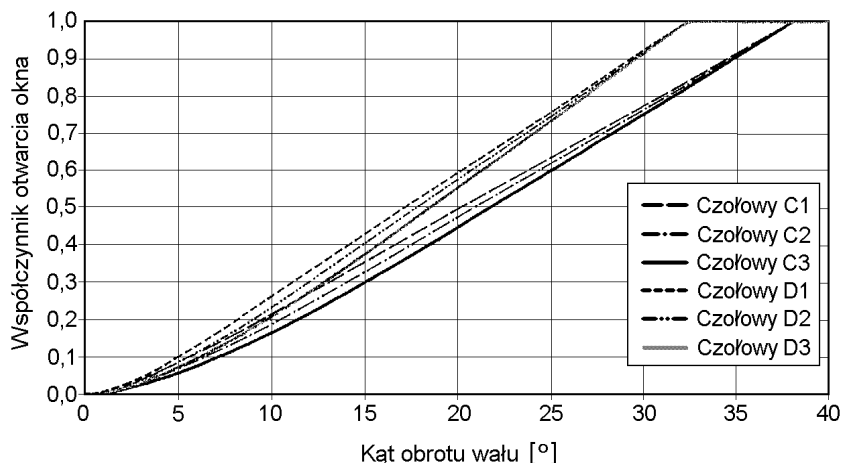
Rys. 3.3. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla maszyn wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$

Wyraźne różnice w przebiegu otwierania się okna spowodowane są natomiast zmianą liczby tłoczków n_t . Pociąga ona za sobą zmianę długości okna l_o i kąta pełnego otwarcia φ'''_o . Po osiągnięciu stadium pełnego otwarcia okno pozostaje w tym stanie aż do momentu, w którym kąt obrotu wału φ_w zrówna się z kątem początku zamykania φ'_z . Dla jednostki A kąt ten jest równy $145,12^\circ$, a dla jednostki B – $151,58^\circ$.

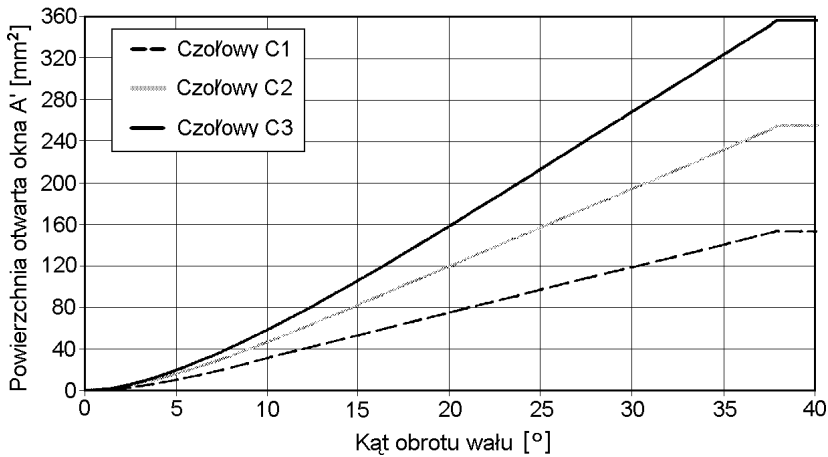


Rys. 3.4. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla jednostki B w fazie początkowej

Kolejny rysunek 3.5 przedstawia analogiczne przebiegi dla jednostek większych ($80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$). Przebieg fazy początkowej otwierania okna w jednostkach typu C i D ma taki sam charakter, jak pokazany na rys. 3.4. Porównując wyniki, można stwierdzić, że w dużych maszynach okna otwierają się nieco wolniej. Potwierdzeniem są zamieszczone w tablicach 3.2 i 3.3 wartości kątów zakończenia fazy nieliniowej φ''_o i pełnego otwarcia okna φ'''_o , wyznaczone dla poszczególnych jednostek. Porównując jednostki o mniejszej ilości tłoczków, widzimy, że wartości kątów charakterystycznych dla jednostek C są o $8,3 \div 8,8\%$ wyższe niż dla A. W przypadku jednostek o 9 tłoczkach B i D różnica ta wzrasta do $13 \div 13,7\%$.



Rys. 3.5. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla maszyn wielkości $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$



Rys. 3.6. Przebiegi zmian powierzchni otwartej okna dla jednostek typu C

Analizując zmiany współczynnika otwarcia, nie można zapominać, że bezwzględna wielkość powierzchni otwartej okna A'_o zależy od wartości współczynnika ε_i (czyli całkowitej powierzchni okna A_o). Pokazano to przykładowo na rys. 3.6 dla okien mechanizmu typu C. Ze względu na nieliniowy charakter procesu otwierania, wpływ współczynnika ε_i nie jest jednak ściśle proporcjonalny. Widać to szczególnie w fazie początkowej. I tak np. stosunek pól powierzchni otwartej przy $\varphi_w = 1^\circ$ dla okien C1, C2 i C3 jest równy 1 : 1,32 : 1,60, podczas gdy stosunek charakteryzujących je wartości ε_i wynosi 1 : 1,67 : 2,33. Jest to o tyle ważne, że przebieg początkowej fazy otwierania poszczególnych okien ma zasadniczy wpływ na uzyskiwane w tych oknach prędkości przepływu cieczy roboczej (patrz rozdział 4).

3.2.2. Zmiany funkcji otwarcia dla rozrządu czołowego z oknami okrągłymi

W drugiej kolejności przeanalizowano mechanizm rozrządu z oknami okrągłymi, pokazany na rys. 2.2b. W przebiegu otwierania okna o takim kształcie wyróżnić można jedynie fazy zaślepienia i nieliniową (por. rys. 3.1), kończącą się w chwili pełnego otwarcia, brak za to fazy liniowego przyrostu powierzchni otwartej. Do celów analizy przyjęto założenia:

- pełnej symetrii mechanizmu rozrządu,
- równości średnic podziałowych okien i kanałów kolektora: $D_c = D_o$,
- szerokości kanału b_c równej średnicy okna d_o ,
- półkolistego kształtu zakończeń obu kanałów kolektora.

Opierając się na powyższych założeniach i przyjętym kształcie okna, można zapisać:

$$\varphi_o'' = \varphi_o''' = \frac{2 \cdot d_o}{D_o} + \frac{\varphi_s}{2} \quad (3.12)$$

oraz:

$$\varphi_z' = \varphi_z'' \quad (3.13)$$

Kształt otwierającego się okna jest identyczny z pokazanym na rys. 3.2. Po dokonaniu niezbędnych zmian wzór 3.8 przybiera postać:

$$A'_o = \frac{d_o^2}{4} \cdot (2 \cdot \alpha_r - \sin(2 \cdot \alpha_r)), \quad (3.14)$$

gdzie:

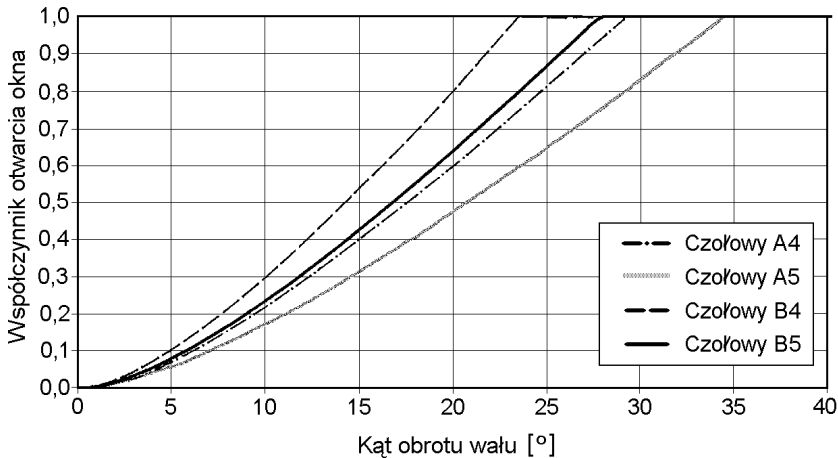
$$\alpha_r = \arccos\left(0,5 - \frac{D_o \cdot \varphi_w + b_m}{2 \cdot d_o}\right). \quad (3.15)$$

Wymiary charakterystyczne analizowanych mechanizmów zestawiono w tabelicy 3.4. Obliczenia prowadzono dla tych samych co poprzednio jednostek A, B, C i D, zmniejszając tylko średnicę podziałową okien D_o i kanałów D_c do wartości ok. 85% średnicy podziałowej tłoczków D_{it} (por. rys. 2.2b). Przyjęte wartości współczynnika względnej powierzchni okna ε_i wynoszą 0,5 i 0,7. Odpowiada temu średnica okna d_o równa 0,71 lub 0,84 średnicy tłoczka d_{it} .

Tabela 3.4

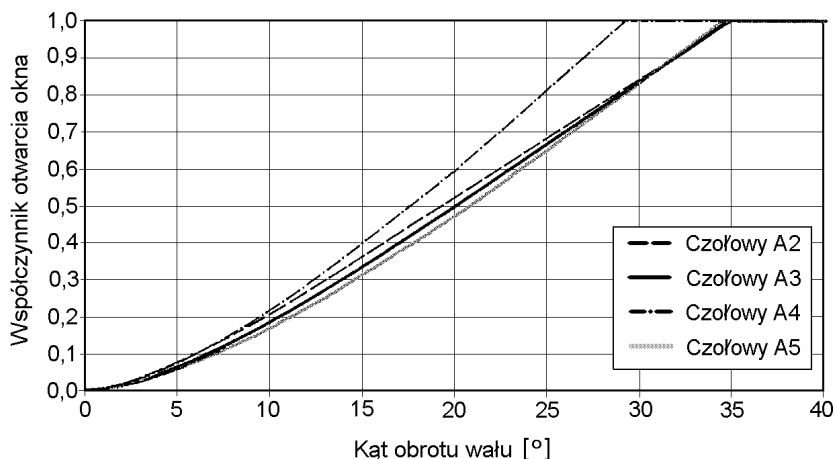
Wymiary charakterystyczne jednostek z oknami okrągłymi

Wymiar	Jednostka							
	A4	A5	B4	B5	C4	C5	D4	D5
Wsp. względnej powierzchni okna [-]	0,5	0,7	0,5	0,7	0,5	0,7	0,5	0,7
Średnica okna rozrządu d_o [mm]	11,03	13,05	9,47	11,21	18,03	21,33	15,70	18,57
Średnica podziałowa okien D_o [mm]	44		47		66		68	
Pole pow. okna rozrządu A_o [mm ²]	95,6	133,8	70,5	98,7	255,3	357,3	193,4	270,9
Kąt początku otwarcia okna φ'_o [°]	0,5							
Kąt pełnego otwarcia okna φ''_o [°]	29,2	34,5	23,6	27,8	31,8	37,5	27,0	31,8

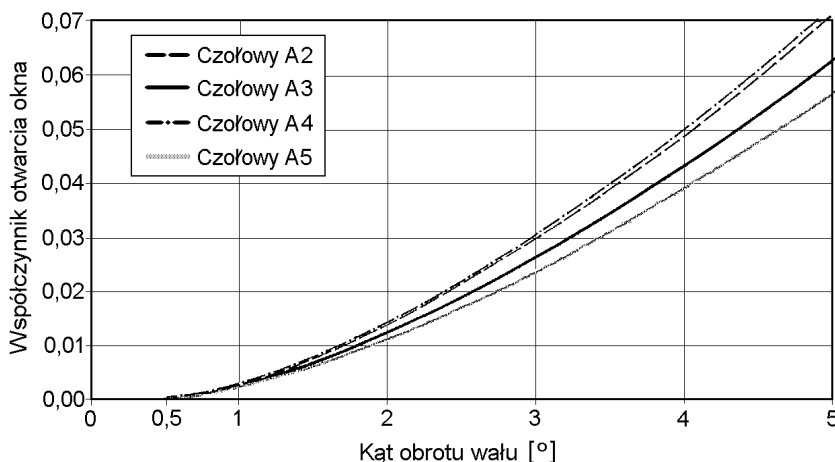
Rys. 3.7. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna okrągłego dla maszyn wielkości 20 cm³/obr.

Nie spotyka się natomiast w praktyce okien okrągłych o średnicy mniejszej od 0,6 d_{it} , co eliminuje z rozważań przypadek $\varepsilon_i = 0,3$. Wybrane wersje oznaczono cyframi 4 i 5. Na rysunku 3.7 pokazano uzyskane przebiegi otwierania okien okrągłych w jednostce o wiel-

kości $20 \text{ cm}^3/\text{obr}$. Kąt pełnego otwarcia takiego okna zależy jak widać nie tylko od liczby tłoczków (7 dla A, 9 dla B), lecz także od powierzchni okna. Wynika to oczywiście ze zmian średnicy tego okna d_o (por. wzór 3.12). Zgodnie z tym wzorem, wpływ na prędkość otwierania się okien ma również ich średnica podziałowa D_o . Ponieważ w omawianej wersji rozrządu czołowego D_o nie musi być równe średnicy podziałowej tłoczków D_{it} , projektant mechanizmu ma teoretycznie możliwość przyspieszania procesów otwierania/zamykania okien przez dalsze zwiększanie D_o . Stoi to jednak w sprzeczności z innymi wymogami obowiązującymi przy konstrukcji takiego mechanizmu, co jest przyczyną ograniczenia D_o do $0,85 \cdot D_{it}$.



Rys. 3.8. Porównanie przebiegów otwarcia okien okrągłych i wydłużonych w jednostce typu A



Rys. 3.9. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okien dla jednostki A w fazie początkowej

Rysunek 3.8 przedstawia porównanie uzyskanych przebiegów otwarcia okna w jednostce $20 \text{ cm}^3/\text{obr}$. z 7 tłoczkami (typ A). Porównaniu poddano okna wydłużone (A2 i A3) oraz okna okrągłe (A4 i A5) o tych samych wartościach współczynnika względnej po-

wierzchni $\varepsilon_i = 0,5$ i $0,7$. Okrągłe okno A4 otwiera się znacznie szybciej od swego wydłużonego odpowiednika A2. W przypadku dużych okien A3 i A5 ($\varepsilon_i = 0,7$) różnice są za to minimalne. Przebiegi dla okien okrągłych mają, zgodnie z przewidywaniami, charakter nieliniowy w toku całego procesu otwierania. Analogiczne rezultaty uzyskano także dla maszyn o wielkości $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ (typ C i D). Także w tym przypadku, podobnie jak dla okien o wydłużonym kształcie, zwiększenie wydajności analizowanej maszyny pociąga za sobą spowolnienie procesu otwierania okien. Kąt pełnego otwarcia okna w jednostkach typu C jest o $8,7 \div 8,9\%$ większy niż w jednostkach A, różnica między D a B sięga 14% .

Podsumowując rezultaty przedstawione w rozdziałach 3.2.2 i 3.2.3, można stwierdzić, że zmiana kształtu okna z wydłużonego na okrągłe ma korzystny wpływ jedynie dla okien o mniejszej powierzchni ($\varepsilon_i = 0,5$). Dla okien dużych ($\varepsilon_i = 0,7$) kąt pełnego otwarcia był prawie identyczny dla obu typów okna, a przebieg fazy początkowej procesu otwarcia wskazywał na wyższość okna o kształcie wydłużonym. Można oczekiwać, że w przypadku okien o najmniejszej powierzchni ($\varepsilon_i = 0,3$) przewaga okien okrągłych nad wydłużonymi byłaby bardziej widoczna, jednakże w praktyce tak małe okna okrągłe nie są spotykane.

3.2.3. Wpływ kąta zaślepienia komory na proces otwierania/zamykania okna

Kąt zaślepienia komory φ_s jest miarą występującego na mostku rozrządczym przekrycia, tj. różnicy pomiędzy długością l_o (średnicą d_o) okna a odległością między kanałami kolektora b_m . Zmiana przekrycia powoduje zmianę wartości kąta początku otwarcia okna φ'_o , przesuując w fazie cały proces otwierania/zamykania okna rozrządu. W przypadku, gdy zjawisko zaślepienia zachodzi symetrycznie względem położenia zwrotnych tłoczka, wartość kąta początku otwarcia okna φ'_o spełnia zależność 3.5. Zwiększenie kąta zaślepienia o dowolną wartość $\Delta\varphi_s$ spowoduje więc przesunięcie w fazie procesu otwierania okna o $\Delta\varphi_s/2$. Przesunięcie takie, o ile nie jest ono spowodowane zmianą kształtu okna, nie zmienia jednak kształtu uzyskiwanych przebiegów. Wszystkie kąty charakterystyczne procesu otwarcia: φ'_o , φ''_o i φ'''_o wzrosną dokładnie o $\Delta\varphi_s/2$. O tyle samo zmniejszą wartości charakterystycznych kątów procesu zamykania: φ'_z , φ''_z i φ'''_z .

Możliwa jest jednak asymetria zjawiska zaślepienia komory względem położenia zwrotnych tłoczka. Zachodzi to, gdy kanały kolektora czołowego usytuowane są niesymetrycznie względem osi położenia zwrotnych tłoczka W-Z leżącej zawsze w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu tarczy oporowej lub korpusu wychylnego (rys. 3.10). W przypadku takim wzory od 3.2 do 3.7 tracą ważność. Celem wyznaczenia wartości kątów charakterystycznych konieczna jest znajomość odległości zakończeń kanału S kolektora od osi W-Z x'_{mo} i x''_{mz} (rys. 3.10). Utrzymując w mocy wszystkie założenia przyjęte w rozdziale 3.2.1, z wyjątkiem założenia symetrii, można napisać:

$$\varphi'_o = \frac{2 \cdot x'_{mo} - l_o}{D_o}, \quad (3.16)$$

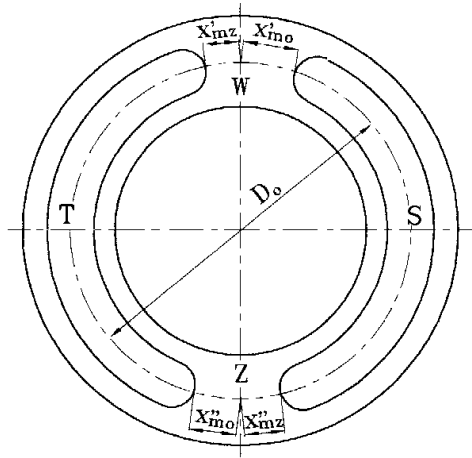
$$\varphi''_o = \frac{2 \cdot (b_o + x'_{mo}) - l_o}{D_o}, \quad (3.17)$$

$$\varphi'''_o = \frac{2 \cdot x'_{mo} + l_o}{D_o}, \quad (3.18)$$

$$\varphi'_z = \pi - \frac{2 \cdot x''_{mz} + l_o}{D_o}, \quad (3.19)$$

$$\varphi''_z = \pi - \frac{2 \cdot (b_o + x''_{mz}) - l_o}{D_o}, \quad (3.20)$$

$$\varphi''_z = \pi - \frac{2 \cdot x''_{mz} - l_o}{D_o}. \quad (3.21)$$



Rys. 3.10. Wymiary charakterystyczne kolektora asymetrycznego

Porównując wzory 3.16 ÷ 3.18 ze wzorami 3.5 ÷ 3.7, można zauważyć, że wartości kątów φ''_o i φ'''_o zmieniają się zawsze o tyle samo, o ile zmienia się kąt początku otwarcia φ'_o . Identyczna zależność obowiązuje też dla kątów charakteryzujących proces zamykania okna. Oznacza to, że zmiany wymiarów x'_{mo} i x''_{mz} powodują zawsze przesunięcie w fazie przebiegów zmian powierzchni otwartej okna, lecz nie mają wpływu na ich kształt. Kształt ten zależy wyłącznie od kształtów okien i zakończeń kanałów kolektora.

Wartość całkowitego kąta zaślepienia φ_s możemy nadal obliczyć ze wzoru 2.2, korzystając z zależności: $x'_{mo} + x'_{mz} = b'_m$ oraz $x''_{mo} + x''_{mz} = b''_m$. Jeżeli przy tym $b'_m = b''_m$ i równocześnie $x'_{mo} = x''_{mo}$ i $x'_{mz} = x''_{mz}$ mamy do czynienia z przypadkiem obrotu symetrycznego kolektora o kąt:

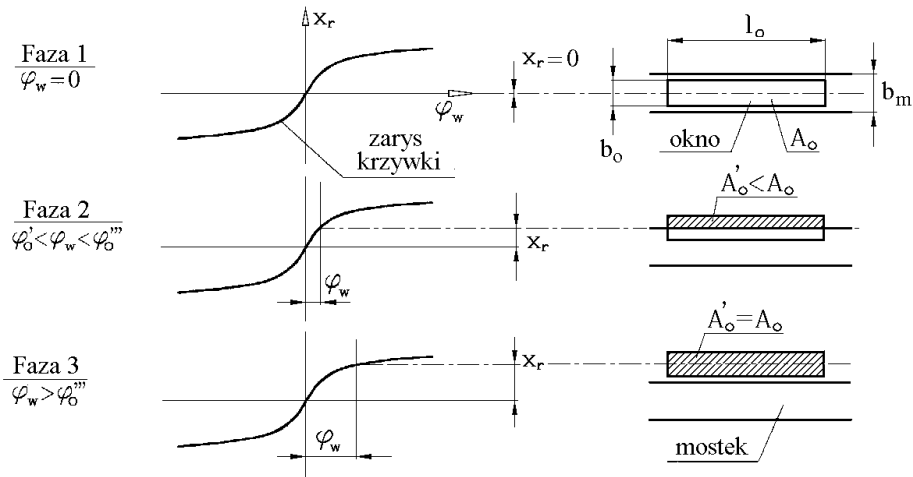
$$\varphi_k = \frac{2 \cdot (x'_{mo} - x'_{mz})}{D_o}. \quad (3.22)$$

Szczegółowy opis zjawisk wywołanych obrotem kolektora zawarto w rozdziale 6.2.2. Jeśli $x'_{mo} \neq x''_{mo}$ i $x'_{mz} \neq x''_{mz}$, sam kolektor jest asymetryczny, a przebiegi procesów otwierania i zamykania okien rozrządu mają różny kształt dla kanałów S i T. Przypadek taki jednak w praktyce występuje rzadko.

3.3. Rozrząd sterowany krzywką

Zjawisko otwierania i zamykania się okien rozrządu w rozrządzie krzywkowym wywołane jest ruchami wykonywanymi przez poszczególne tulejki rozrządu względem nieruchomego mostka. Analizując przebieg tego zjawiska zilustrowany na rys. 3.11, wyróżnić można kolejno trzy fazy procesu otwierania:

- 1) faza zaślepienia komory – analogiczna jak w przypadku rozrządu czołowego. Końcowi tej fazy odpowiada kąt obrotu wału $\varphi_w = \varphi'_o$;
- 2) faza otwierania się okna. Pełne otwarcie osiąga ono dla $\varphi_w = \varphi'''_o$;
- 3) faza pełnego otwarcia okna: $A'_o = A_o$ i nie zależy od φ_w .



Rys. 3.11. Kolejne fazy otwierania się okna w rozrządzie sterowanym krzywką

Fazy 1 i 3 nie różnią się od analogicznych faz otwierania się okna w rozrządzie czołowym. W fazie 2 charakter zmian powierzchni otwartej okna A'_o w funkcji osiowego przemieszczenia tulejki rozrządu x_r zależy od kształtu wykonanego w niej przecięcia. W przypadku okna o prostokątnym kształcie (tak jak na rys. 3.11) zależność ta jest ściśle liniowa. Wpływ kształtu przecięcia na przebieg procesu otwarcia omówiono szczegółowo w rozdziale 3.3.4.

Ruchy wykonywane przez tulejkę rozrządu są zdeterminowane przez zarys krzywki sterującej. Poszczególne zarysy opisane są dwoma parametrami: funkcją zarysu $Z(\varphi_w)$ i jego amplitudą s_r (równanie 2.15). Daje to konstruktorowi mechanizmu dodatkową, poza zmianami kształtu okien, możliwość wpływania na przebieg procesów ich otwierania i zamykania. Wyznaczenie wartości kątów charakterystycznych φ'_o i φ'''_o wymaga rozwiązania równań:

$$Z(\varphi'_o) = \frac{b_m - b_o}{2 \cdot s_r}, \quad (3.23)$$

$$Z(\varphi'''_o) = \frac{b_m + b_o}{2 \cdot s_r}. \quad (3.24)$$

Kąty charakterystyczne fazy zamykania φ'_z i φ'''_z , przy założonej symetrii zarysu krzywki, spełniają równania 3.2 i 3.4. Natomiast pole powierzchni otwartej części okna o prostokątnym kształcie i sumarycznej długości l_o wyraża się wzorem:

$$A'_o = l_o \cdot \left(Z(\varphi_w) \cdot s_r - \frac{b_m - b_o}{2} \right). \quad (3.25)$$

3.3.1. Zmiany funkcji otwarcia okna w podstawowej wersji rozrządu krzywkowego

Jako podstawową wersję rozrządu krzywkowego przyjęto rozrząd z krzywką o zarysie sinusoidalnym S, którego amplituda s_r jest równa 120% szerokości przecięcia (okna) w tulei rozrządu b_o . Przecięcia te mają kształt prostokąta, a stosunek ich łącznej długości l_o (mierzonej na wewnętrznej powierzchni tulejki) do całkowitego obwodu wewnętrznego (równego $\pi \cdot d_{II}$) wynosi 0,9. Szerokość mostka rozrządu b_m obliczono, zakładając że wartość kąta zaślepienia komory cylindrowej φ_s jest w każdym przypadku równa 1° . Analizę prowadzono dla opisanych w rozdziale 3.1 dwóch maszyn E i F o wielkości odpowiednio 20 i 80 cm³/obr. Przyjęte wartości współczynnika względnej powierzchni okna rozrządu ε_i , to 0,3 i 0,5. Odpowiadają temu zmiany szerokości okien w tulei b_o (sumaryczna długość okien l_o pozostaje stała). Należy przy tym podkreślić, że współczynnik ε_i odnosi się w rozpatrywanym przypadku do pola powierzchni obu tłoczków współpracujących z każdą tulejką rozrządu. Symbole analizowanych jednostek uzupełniono o cyfrę oznaczającą wielkość okna (1 dla $\varepsilon_i = 0,3$ i 2 dla $\varepsilon_i = 0,5$) oraz o symbol zarysu krzywki.

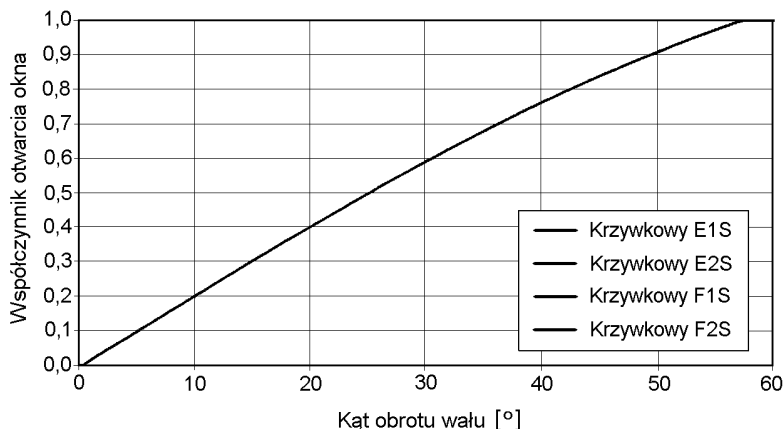
Tablica 3.5

Wymiary charakterystyczne maszyn z krzywką sinusoidalną

Wymiar	Jednostka			
	E1S	E2S	F1S	F2S
Współcz. względnej powierzchni okna ε_i [-]	0,3	0,5	0,3	0,5
Sumaryczna długość przecięć l_o [mm]	29,12		50,89	
Szerokość przecięć b_o [mm]	1,72	2,86	3,00	5,00
Amplituda zarysu krzywki s_r [mm]	2,06	3,43	3,60	6,00
Szerokość mostka rozrządu b_m [mm]	1,76	2,92	3,06	5,10
Pole powierzchni okna rozrządu A_o [mm ²]	50,1	83,3	152,7	254,5
Kąt początku otwarcia okna φ'_o [°]	0,5			
Kąt pełnego otwarcia okna φ'''_o [°]	57,4		57,3	

Wyniki uzyskane dla powyższego zestawu danych przedstawiono na rys. 3.12. Charakterystyczną cechą uzyskanych wykresów jest całkowite pokrycie się wszystkich czterech przebiegów. Zarówno wielkość analizowanej jednostki, jak również współczynnik względnej powierzchni okna nie miały żadnego wpływu na uzyskane rezultaty. Okna o większej wartości współczynnika ε_i mają oczywiście proporcjonalnie większą chwilową wartość powierzchni otwartej A'_o (analogiczną zależność pomiędzy wartością współczynnika ε_i a powierzchnią okna dla rozrządu czołowego zilustrowano na rys. 3.6). Uwagę zwraca także duża wartość kąta pełnego otwarcia, przekraczająca 57° . W rozpatrywanych wcze-

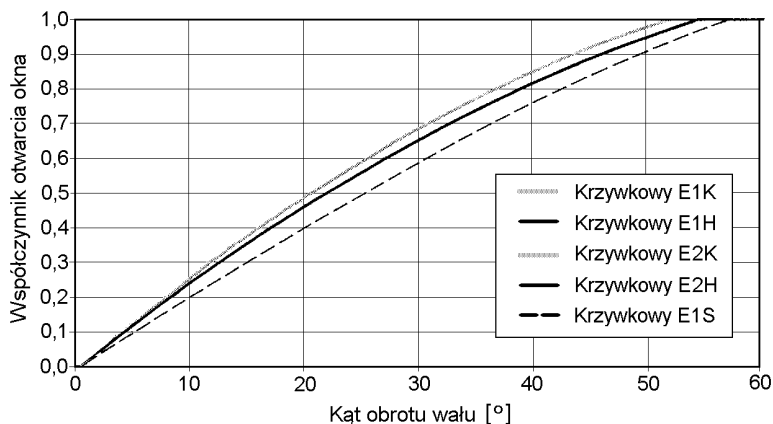
śniej wersjach rozrządu czołowego kąt ten mieścił się w przedziale $24 \div 36^\circ$. W fazie początkowej okno rozrządu krzywkowego otwiera się natomiast wyraźnie szybciej niż okna rozrządu czołowego. Wpływ tego zjawiska na prędkość przepływu cieczy w oknie zaprezentowano w rozdziale 4 niniejszej pracy.



Rys. 3.12. Zmiany współczynnika otwarcia okna dla podstawowej wersji maszyn z rozrządem krzywkowym

3.3.2. Wpływ funkcji zarysu krzywki sterującej na proces otwierania okna

Jak już wspomniano, przebieg procesu otwierania okna rozrządu sterowanego krzywką zależy w dużej mierze od kształtu tej krzywki. Opierając się na rezultatach uzyskanych w rozdziale 2.2.1.5, zastąpiono zarys sinusoidalny S zarysami kombinowanym K3 i hiperbolicznym H100. Pozostałe wielkości charakterystyczne: tj. współczynniki ε_i , wymiary b_o , b_m , l_o i s_r , oraz pola powierzchni poszczególnych okien A_o , pozostawiono bez zmian. Uzyskane w ten sposób jednostki oznaczono jako: E1K, E2K, E1H i E2H (jednostka $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$) i odpowiednio: F1K, F2K, F1H i F2H (jednostka $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$).



Rys. 3.13. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla maszyn wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$

Przykładowe rezultaty uzyskane dla jednostki mniejszej E przedstawiono na rys. 3.13. Dla porównania naniesiono także przebieg zmian współczynnika otwarcia dla rozrządu sterowanego krzywką sinusoidalną. W obu przypadkach największe wartości współczynnika otwarcia okna uzyskano, stosując krzywkę o zarysie kombinowanym K3. Krzywka o zarysie hiperbolicznym H100 uzyskuje nieco gorsze rezultaty, co jest oczywiście spowodowane niższą wartością prędkości maksymalnej v_{rmax} osiąganą przez ten zarys (patrz tablica 2.1).

Oba te zarysy wykazują natomiast wyraźną przewagę nad zarysem sinusoidalnym, niezależnie od wielkości rozpatrywanej maszyny. Największe różnice występują w fazie początkowej (dla $\varphi_w < 20^\circ$) i wynoszą one 15÷20% na korzyść krzywki H100 i 20÷25% na korzyść krzywki K3. W miarę zwiększania się kąta obrotu wału przewaga krzywek K3 i H100 nad krzywką sinusoidalną maleje, lecz we wszystkich przypadkach utrzymuje się ona aż do pełnego otwarcia okna. Wartości kąta pełnego otwarcia φ''' , nieznacznie zmalały z 57,3÷57,4° dla krzywki sinusoidalnej do 54,1÷54,3° w przypadku zastosowania zarysu H100 i 51,9÷52,1° dla krzywki K3. Jest to jednak wciąż więcej niż w przypadku rozmaitych wersji rozrządu czołowego. Należy też zwrócić uwagę na fakt ponownego nałożenia się na siebie przebiegów uzyskanych przez rozmaite wersje rozrządu. I tak, krzywa E1H pokryła się z krzywą E2H, a E1K z E2K. W przypadku większej jednostki F1H pokrywa się z F2H, a F1K z F2K. Oznacza to, że wartość współczynnika względnej powierzchni okna ε_r nie ma żadnego wpływu na przebieg procesu otwierania okna. Co więcej, także wielkość analizowanej jednostki nie ma wpływu na przebieg tych zjawisk. Analizując jednostki E1H, E2H, F1H i F2H, uzyskano we wszystkich czterech przypadkach przebiegi o identycznym kształcie (podobnie jak na rys. 3.12). Taki sam efekt uzyskano też, porównując rezultaty poszczególnych jednostek wykorzystujących krzywkę o zarysie K3. Wpływ na proces otwierania lub zamykania okna rozrządu miała jedynie funkcja zarysu krzywki sterującej. Można w związku z powyższym ograniczyć zakres dalszych analiz do pojedynczego przypadku jednostki o stałej wielkości i stałym współczynniku względnej powierzchni okna. W dalszym ciągu analizowano zatem rozrząd w jednostce E2 o wielkości 20 cm³/obrót z oknami o powierzchni wynoszącej 0,5 łącznej powierzchni tłoczków w komorze cylindrowej.

3.3.3. Wpływ amplitudy zarysu krzywki sterującej na proces otwierania okna

Kolejnym z parametrów zmieniających kształt krzywki sterującej jest amplituda zarysu s_r . Jej zwiększenie pociąga za sobą wzrost prędkości przejścia przez mostek (czyli zmniejszenie kąta zaślepienia φ_s), jednak powoduje ono też wzrost przyspieszenia i spadek promienia krzywizny. Konieczne jest więc znalezienie optymalnej wartości tego parametru. We wstępnej fazie analizy prowadzono dla s_r równego 120% szerokości przecięcia w tulejce rozrządu b_o . Celem wyznaczenia wpływu amplitudy zarysu wyznaczono przebieg procesu otwierania okna przy czterech wartościach s_r wynoszących kolejno: 100%, 120% 140% i 160% b_o . Analizy takie przeprowadzono dla krzywek o tych samych co poprzednio zarysach: sinusoidalnym S, hiperbolicznym H100 i kombinowanym K3. Szczegółowe wymiary rozrządu w tych jednostkach i ich symbole zawiera tablica 3.6.

Rysunek 3.14 przedstawia wyniki osiągnięte przez kolejne wersje rozrządu sterowanego krzywką sinusoidalną. Można zaobserwować, że zwiększanie amplitudy zarysu w istotnym stopniu skraca proces otwierania się okna. W skrajnym przypadku E2S0, gdy amplituda zarysu równa jest szerokości przecięć w tulejce rozrządu, okno otwiera się dopiero po obrocie wału o 90°. W miarę wzrostu amplitudy kąt ten maleje do 39° – wartości

dokładne dla poszczególnych wersji podano w tablicy 3.6. Istnieje także możliwość budowy mechanizmu, w którym amplituda zarysu s_r jest mniejsza od szerokości przecięcia b_o . Okno takiego mechanizmu nie będzie się jednak nigdy otwierało w 100% (podobną sytuację przedstawia rys. 2.6). Zbliżone przebiegi uzyskano przy tych samych wartościach amplitudy dla najlepszego zarysu kombinowanego K3. Również i tutaj wzrost amplitudy wpływa korzystnie na wartości współczynnika otwarcia. Wartości kąta pełnego otwarcia są dla tej krzywki niższe o 10÷15% niż dla krzywki S. W przypadku pozostałych zarysów kombinowanych i zarysu hiperbolicznego uzyskane rezultaty są minimalnie niższe od rezultatów zarysu K3, ale wyraźnie lepsze od S.

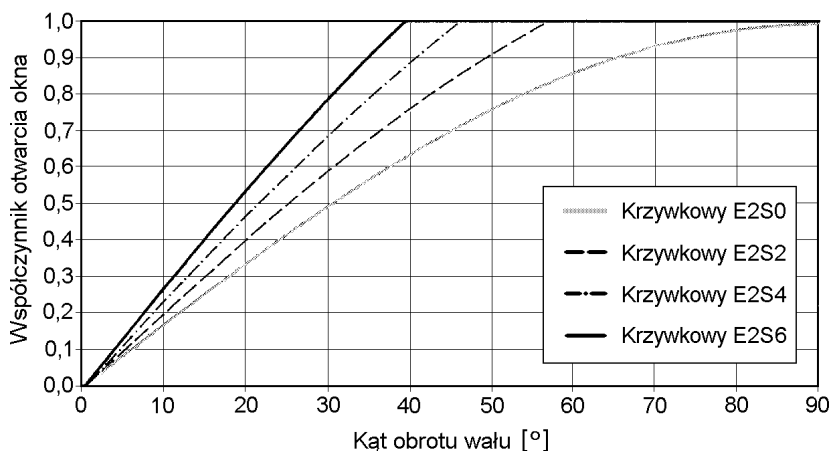
Tablica 3.6

Wymiary charakterystyczne maszyn z krzywkami o zróżnicowanym zarysie i skoku

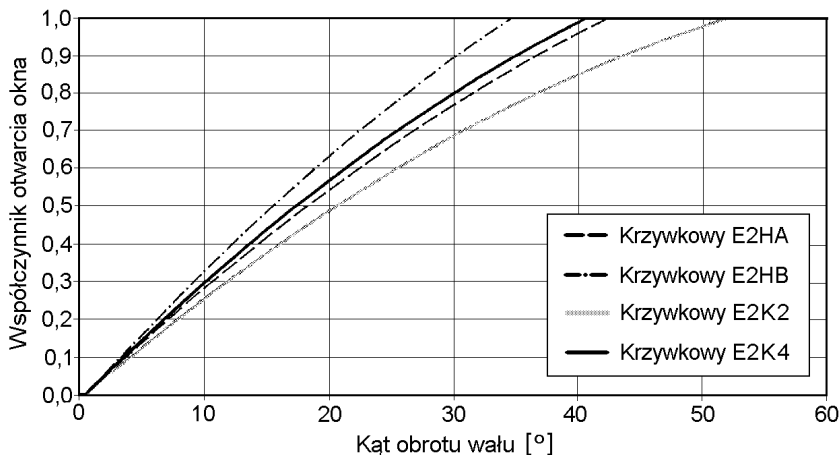
Wymiar	Jednostka					
	E2S0	E2H0	E2K0	E2S2	E2H2	E2K2
Współcz. względnej powierzchni okna ε_i [-]	0,5					
Sumaryczna długość przecięć l_o [mm]	29,12					
Szerokość przecięć b_o [mm]	2,86					
Amplituda zarysu krzywki s_r [mm]	2,86			3,43		
Szerokość mostka rozrządu b_m [mm]	2,91	2,92	2,93	2,92	2,94	2,94
Pole powierzchni okna rozrządu A_o [mm ²]	83,28					
Kąt początku otwarcia okna ϕ'_o [°]	0,5					
Kąt pełnego otwarcia okna ϕ''_o [°]	-			57,4	54,2	51,9
Wymiar	Jednostka					
	E2S4	E2H4	E2K4	E2S6	E2H6	E2K6
Współcz. względnej powierzchni okna ε_i [-]	0,5					
Sumaryczna długość przecięć l_o [mm]	29,12					
Szerokość przecięć b_o [mm]	2,86					
Amplituda zarysu krzywki s_r [mm]	4,00			4,58		
Szerokość mostka rozrządu b_m [mm]	2,93	2,94	2,95	2,94	2,96	2,97
Pole powierzchni okna rozrządu A_o [mm ²]	83,28					
Kąt początku otwarcia okna ϕ'_o [°]	0,5					
Kąt pełnego otwarcia okna ϕ''_o [°]	46,4	43,3	40,5	39,3	36,4	33,6

W miarę wzrostu wartości amplitudy zarysu s_r liniowo rośnie wartość przyspieszenia i siły działającej na tulejki rozrządu (wzór 2.14). Wartości maksymalne przyspieszenia a_r , uzyskane przez zarysy H100 i K3 o jednostkowej amplitudzie, wynoszą odpowiednio 0,811 i 0,953 (tablica 2.2). Korzystając z zależności 2.14 można więc obliczyć, że krzywka o zarysie K3 i dowolnej wartości s_r uzyskuje taką samą wartość przyspieszenia maksymalnego i siły, jak krzywka o zarysie H100 i amplitudzie wynoszącej $1,17 \cdot s_r$. W związku z tym dokonano porównania krzywek E2K2 i E2K4 z krzywkami E2HA i E2HB. Maksymalne przyspieszenie osiąmane przez krzywkę E2K2 (o amplitudzie równej $1,2 \cdot b_o$) powinno być identyczne, jak dla krzywki E2HA, o amplitudzie zarysu równej $1,41 \cdot b_o$ ($1,17 \cdot 1,2 \cdot b_o$). Analogiczna równość powinna także zachodzić między krzywkami E2K4 ($s_r = 1,4 \cdot b_o$)

i E2HB ($s_r = 1,64 \cdot b_o$). Wyniki porównania pokazano na rys. 3.15. Z porównania tego wynika, że przy założeniu jednakowej wartości przyspieszenia maksymalnego, zarys H100 zapewnia w obu przypadkach szybsze otwieranie się okna rozrządu. Miarą tego jest zmniejszenie wartości kąta φ'''_o z $51,9^\circ$ (zarys E2K2) do $42,3^\circ$ (równoważny zarys E2HA) i z $40,6^\circ$ (E2K4) do $34,6^\circ$ (E2HB).



Rys. 3.14. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla rozrządu sterowanego krzywką S o zmiennej amplitudzie zarysu



Rys. 3.15. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla zarysów H100 i K3 charakteryzujących się takimi samymi wartościami przyspieszenia maksymalnego

Analogiczną liniową zależność od wartości amplitudy zarysu s_r wykazuje prędkość nadawana przez krzywkę tulejce rozrządu (wzór 2.13). W chwili $\varphi_w = 0$ prędkość maksymalna, dla krzywek o jednostkowej amplitudzie i zarysie H100 wynosi 1,287, a dla K3 – 1,356 (tablica 2.2). Dla analizowanych powyżej wersji zarysu uzyskamy więc następujące wartości v_{\max} : 1,815 dla E2HA ($1,287 \cdot 1,41b_o$) oraz 1,627 dla E2K2 ($1,356 \cdot 1,2b_o$). W ana-

logiczny sposób uzyskujemy wyniki: 2,111 dla E2HB i 1,898 dla E2K4. Zatem i w tym przypadku zarys H100 należy uznać za lepszy.

Powyższe rezultaty pozwalają na ograniczenie zakresu prowadzonych analiz do zarysu hiperbolicznego H100. Określenie optymalnej wartości amplitudy s_r jest trudniejsze, wymaga bowiem znajomości prędkości kątowej, z jaką obraca się wał pompy czy silnika, masy tulejek rozrządu i dopuszczalnego obciążenia elementów przenoszących ruch z krzywki na tulejki. W zbudowanych dotychczas prototypach amplituda zarysu krzywki przyjmowała wartości od $0,9 \cdot b_o$ do $1,39 \cdot b_o$. Pewną rolę odgrywały przy tym względy konstrukcyjne niezwiązane z kinematyką elementów rozrządu. Bazując na wynikach uzyskanych w tym rozdziale i doświadczeniu uzyskanym podczas projektowania i badań prototypów, ograniczono się w dalszej części pracy do krzywki o zarysie H100 i amplitudzie $s_r = 1,3 \cdot b_o$. Zgodnie z przyjętym systemem oznaczania parametrów maszyny (patrz s. 9) jednostka wyposażona w krzywkę o powyższych parametrach nosić będzie oznaczenie H3 na 3 i 4 polu symbolu. Nie należy tego jednak mylić z oznaczeniem H3, opisującym analizowaną w rozdziale 2 wersję zarysu hiperbolicznego (o współczynniku $n = 3$).

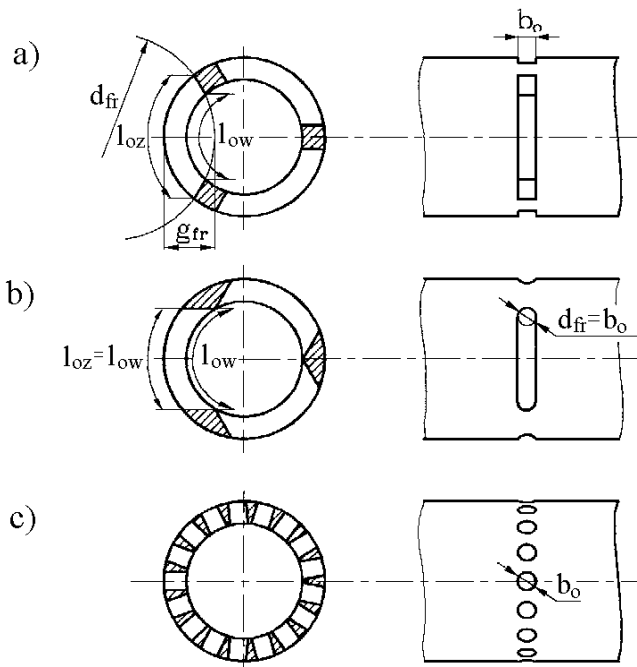
3.3.4. Wpływ kształtu przecięcia w tulei rozrządu na proces otwierania okna

Wszystkie dotychczasowe rozważania oparto na założeniu prostokątnego kształtu okna rozrządu. Maksymalna powierzchnia takiego okna jest równa iloczynowi obwodu tłoczka i szerokości okna $A_{o\max} = c_{tl} \cdot b_o$, gdzie $c_{tl} = \pi \cdot d_{tl}$. Do rozważań przyjęto, że powierzchnia rzeczywista okna A_o wynosi $0,9 \cdot A_{o\max}$. Kształt i powierzchnia okna jest jednak pochodną technologii użytej do jego wykonania i konieczne jest przeanalizowanie szeregu wariantów. W rozważaniach tych trzeba uwzględnić zarówno łatwość wykonania okna o określonym kształcie, wpływ tego kształtu na przebiegi współczynnika otwarcia okna, wytrzymałość tulei rozrządu, jak i opory przepływu powstające podczas przepływu cieczy roboczej przez to okno. Ze względów konstrukcyjnych będziemy mieli zawsze do czynienia z kilkoma otworami o identycznym kształcie, rozmieszczonymi symetrycznie w płaszczyźnie środkowej tulei rozrządu (rys. 3.16). W prezentowanych rozważaniach będą one traktowane jak jedno okno o szerokości b_o równej szerokości (lub średnicy) poszczególnych otworów i długości l_o , będącej sumą ich odpowiednich wymiarów mierzonych po obwodzie tulejki rozrządu.

Ściśle prostokątny kształt okna otrzymujemy, przecinając tuleję frezem tarczowym w sposób pokazany na rys. 3.16a. Szerokość okna b_o równa jest szerokości freza, długość l_o zależy od średnicy freza d_{fr} , średnicy wewnętrznej tulei d_{tl} i zewnętrznej d_r , liczby przecięć i głębokości frezowania g_{fr} . Długość okna l_o w przyjmuje w takim przypadku różne wartości w różnych płaszczyznach, należy więc wyróżnić długość zewnętrzną l_{oz} i wewnętrzną l_{ow} . Stosunek l_{oz}/l_{ow} uzyskiwany przy typowych stosunkach wymiarowych dla trzech przecięć ma wartość $1,3 \div 1,4$. W przypadku takim sumaryczna długość przecięć o podanym wyżej kształcie na powierzchni wewnętrznej wynosi ok. $0,83 \div 0,85 \cdot c_{tl}$, a na powierzchni zewnętrznej $1,0 \div 1,2 \cdot c_{tl}$. Uwzględniając ściśle prostokątny kształt okna we wszystkich płaszczyznach można stwierdzić, że przecięcia wykonywane frezem tarczowym najmniej przekrój równy ok. $0,85 \cdot A_{o\max}$ osiągają na wewnętrznej powierzchni tulei rozrządu.

Kształt okna wykonanego frezem palcowym (rys. 3.16b) jest zbliżony do prostokąta, lecz jego końce są zaokrąglone. Zaokrąglenie to zmniejsza całkowitą powierzchnię okna w porównaniu z oknem prostokątnym tej samej długości o ok. $5 \div 7\%$. Trzeba jednak zauważyć, że okno wykonane frezem palcowym ma stały przekrój we wszystkich płaszczyznach. Przyjmując identyczną szerokość okna b_o i jego podział na trzy części oraz identyczną

powierzchnię „mostków” łączących obie części tulei, otrzymamy na obu powierzchniach, wewnętrznej i zewnętrznej, sumaryczną długość przecięć równą ok. 100% obwodu tloczka c_{it} . Powierzchnia takich przecięć po uwzględnieniu zaokrąglonego kształtu zakończeń osiąga 93÷96% teoretycznie możliwej do osiągnięcia powierzchni okna $A_{o\max}$.

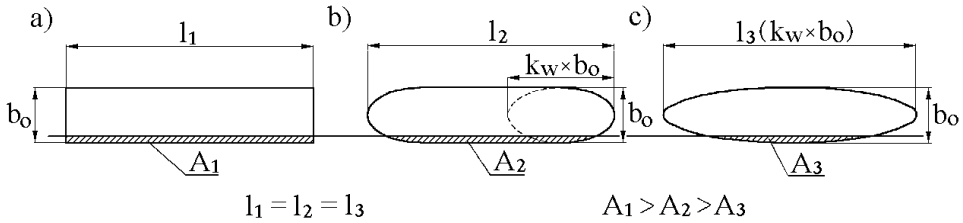


Rys. 3.16. Kształty i wymiary okien rozrządu wykonanych: a) frezem tarczowym, b) frezem palcowym, c) wierconych

Kolejna z porównywanych możliwości, to wywiercenie w płaszczyźnie środkowej tulei szeregu okrągłych otworów o średnicy równej szerokości okna b_o (rys. 3.16c). Ilość tych otworów zależy od średnicy tulei i średnicy otworów oraz wielkości „mostków” pozostawionych pomiędzy nimi. Okrągły kształt otworów nie pozwala jednak na pełne wykorzystanie dostępnej powierzchni. Przy założeniu, że sumaryczna powierzchnia „mostków” jest identyczna jak w obu rozpatrywanych wcześniej wersjach (a liczba otworów musi przy tym być całkowita), powierzchnia wszystkich otworów osiągnie w tym przypadku zaledwie $0,75 \cdot A_{o\max}$. Dodatkową wadą otworów wierconych jest wypadkowy kształt okna rozrządu. W ich przypadku sprowadza się on do elipsy o osi krótszej równej b_o (czyli średnicy otworu) i osi dłuższej równej $n_o \cdot b_o$, gdzie n_o jest liczbą otworów (rys. 3.17c). Dla przecięć wykonanych frezem tarczowym okno zastępcze ma kształt prostokąta (rys. 3.17a), w razie zastosowania freza palcowego kształt okna zastępczego jest sumą prostokąta i elipsy o osi dłuższej $n_w \cdot b_o$, przy czym wartość n_w zależy od stosunków wymiarowych w tym węzle (rys. 3.17b).

Zakładając identyczną długość okien zastępczych i identyczne, niewielkie przesunięcie tulejek względem mostka, otrzymamy dla powyższych okien całkowicie odmienną powierzchnię części otwartej, największą dla przypadku a) i najmniejszą dla c). Łatwo

zatem stwierdzić, że otwory wiercone pod każdym względem ustępują obu wersjom okien frezowanych. Przy założonych wymiarach tulei długość otworów wypadkowych jest zróżnicowana i wynosi dla omawianych przypadków odpowiednio 85%, 100% i 95% wewnętrznego obwodu tulei. Okna frezowane frezem palcowym charakteryzują się mniej korzystnym przebiegiem procesu otwierania od okien frezowanych frezem tarczowym, rekompensują to jednak większą długością i polem powierzchni. W dalszym ciągu analizy będą więc prowadzone dla obu wersji okien frezowanych z pominięciem wersji wierconej.



Rys. 3.17. Kształt okna zastępczego dla przecięć wykonanych: a) frezem tarczowym, b) frezem palcowym, c) wierconych

Oporając się na wynikach uzyskanych w rozdziałach 3.3.1 i 3.3.2, analizie poddano jednostkę E. Założono przy tym jednakową szerokość obu okien $b_o = 2,86$ mm, co odpowiada ich powierzchni A_o równej ok. 0,5 powierzchni tłoczków. Powierzchnia ta jest jednak zróżnicowana, co wynika z odmiennej długości l_o obu okien. Szerokość mostka b_m wynika z założonej wartości kąta zaślepienia $\phi_s = 1^\circ$. W obu przypadkach zastosowano krzywkę sterującą H3 o zarysie H100 i amplitudzie $1,3 \cdot b_o$. Jednostkę z oknem prostokątnym oznaczono symbolem E2H3P, a jednostkę z oknem wykonanym frezem palcowym – E2H3F. Wymiary charakterystyczne obu tych jednostek, jak również odpowiadających im jednostek większych F2H3P i F2H3F, zamieszczono w tablicy 3.7. Przebiegi otwarcia okna wyznaczone dla jednostek 20 cm³/obrót pokazuje natomiast rys. 3.18.

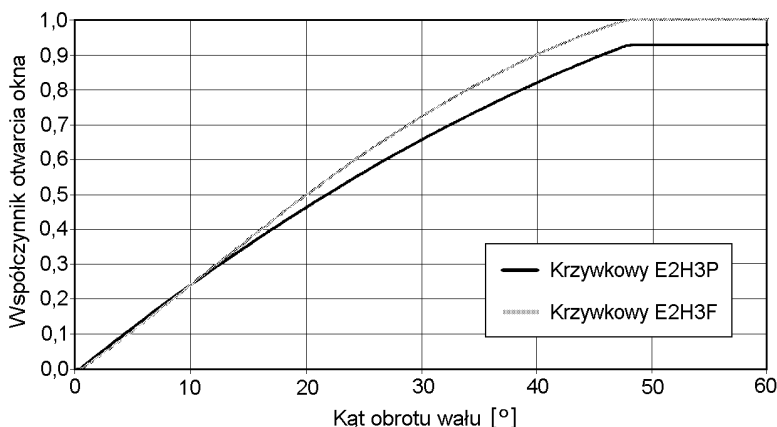
Tablica 3.7

Wymiary charakterystyczne mechanizmu rozrzędu z oknami frezowanymi

Wymiar	Jednostka			
	E2H3P	E2H3F	F2H3P	F2H3F
Współcz. względnej powierzchni okna ε_t [-]	0,47	0,51	0,49	0,505
Sumaryczna długość przecięć l_o [mm]	29,11	32,36	50,89	56,55
Szerokość przecięć b_o [mm]	2,86		5,00	
Amplituda zarysu krzywki s_r [mm]	3,72		6,50	
Szerokość mostka rozrzędu b_m [mm]	2,94		5,11	
Pole powierzchni okna rozrzędu A_o [mm ²]	78,7	84,8	252,75	258,8
Kąt początku otwarcia okna ϕ'_o [°]	0,5			
Kąt pełnego otwarcia okna ϕ''_o [°]	47,7			

Pokazane na rys. 3.18 przebiegi uwzględniają różnicę powierzchni całkowitej obu okien. Okno prostokątne P ma powierzchnię o 7,5% mniejszą od okna F, w związku z czym maksymalna wartość współczynnika otwarcia wynosi dla tego okna 0,925. Zaokrąglony

kształt zakończeń okna F powoduje, że w fazie początkowej otwiera się ono nieco wolniej. Po przekroczeniu kąta $\varphi_w = 10^\circ$ okno wykonane frezem palcowym wykazuje jednak wyraźną przewagę nad oknem wykonanym frezem tarczowym. Przewaga ta, sięgająca 10%, utrzymuje się aż do momentu pełnego otwarcia, zachodzącego dla obu okien w tym samym momencie. W przypadku jednostek $80 \text{ cm}^3/\text{obrót}$ uzyskano taki sam przebieg analizowanych zjawisk, zmalała jedynie do 2,4% różnica pomiędzy powierzchnią okna P i F. W wyniku tego współczynnik otwarcia dla w pełni otwartego okna P osiąga wartość 0,976.

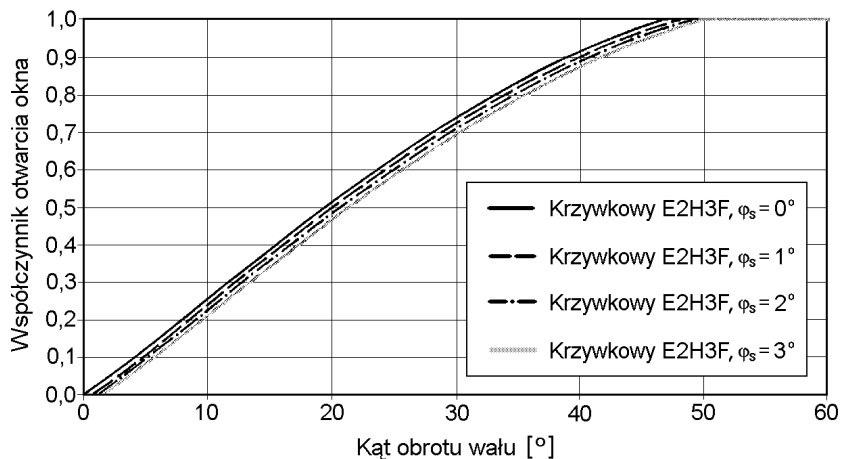


Rys. 3.18. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna dla jednostek E2H3P i E2H3F

3.3.5. Wpływ kąta zaślepienia komory na proces otwierania/zamykania okna

Dla mechanizmu rozrządu sterowanego krzywką wartość kąta zaślepienia zależy od różnicy pomiędzy szerokością mostka rozrządu b_m a szerokością przecięcia w tulejce b_o , oraz od zarysu krzywki sterującej $Z(\varphi_w)$ zgodnie ze wzorem 2.17. Ze względu na przyjętą na wstępie symetrię zarysu krzywki sterującej oraz jej położenie kątowe na wale, zapewniające że ruchy wykonywane przez tulejkę rozrządu są przesunięte w fazie o $\pi/2$ względem ruchów wykonywanych przez tłoczki (jest to warunek maksymalnej wydajności maszyny), zjawisko zaślepienia będzie miało w pompach i silnikach o stałej wydajności zawsze przebieg symetryczny. Oznacza to, że $\varphi'_o = \varphi_s/2$. Symetria ta zanika jednak w chwili obrotu krzywki na wale, co omówiono szczegółowo w rozdziale 6.4.2.4.

Zjawisko wpływu kąta zaślepienia na przebieg procesu otwarcia okna przeanalizowano dla dwóch wersji rozrządu: wersji podstawowej E2S2 z oknem prostokątnym, którego wymiary charakterystyczne podano w tabeli 3.6, oraz analizowanej ostatnio wersji E2H3F z oknem wykonanym za pomocą freza palcowego, zwymiarowanego zgodnie z tablicą 3.7. W obu przypadkach zmiany procesu otwierania okna sprowadzają się do przesunięcia wykresu wyjściowego w płaszczyźnie pionowej (rys. 3.19). Wzrost kąta zaślepienia powoduje przesunięcie wykresu w dół, spadek – w górę. Przesunięcie to jest równe co do wartości przyrostowi szerokości mostka rozrządu b_m , który to przyrost jest bezpośrednią przyczyną zmian kąta zaślepienia. Symetria zjawiska powoduje, że kąt początku otwarcia okna φ'_o rośnie w omawianym przypadku od zera do $1,5^\circ$. Ze względu na nieliniowy charakter przebiegów, przyrosty kąta pełnego otwarcia φ'''_o mają większe wartości. Dla jednostki E2S2 kąt ten dla $\varphi_s = 0$ miał wartość $56,49^\circ$, a przy $\varphi_s = 3^\circ$ wzrósł on do $59,32^\circ$.



Rys. 3.19. Wpływ zmian kąta zaślepienia komory na proces otwarcia okna w jednostce E2H3F

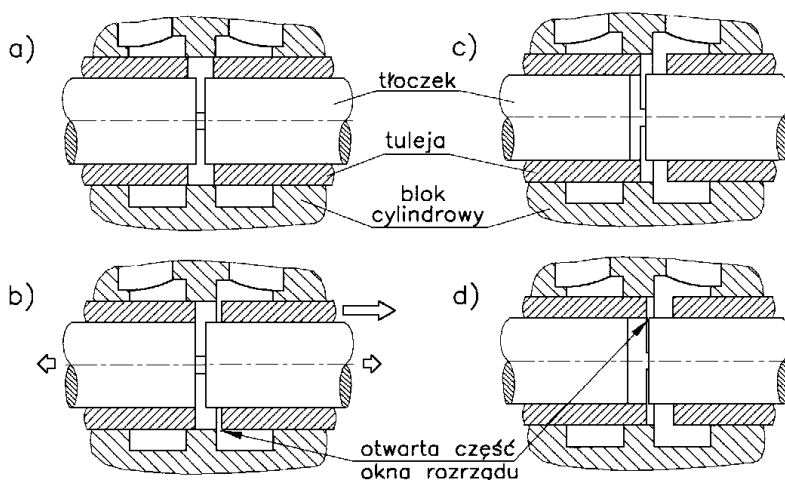
Wartość przyrostu wyniosła zatem $2,83^\circ$, prawie dwukrotnie więcej niż dla kąta początku otwarcia. Jeszcze wyraźniej różnicę tę widać dla jednostki E2H3F, dla której odpowiednie wartości kąta φ'''_o wynosiły $46,74^\circ$ ($\varphi_s = 0^\circ$) i $49,93^\circ$ ($\varphi_s = 3^\circ$). Różnica wynosząca $3,19^\circ$ przewyższa zatem ponaddwukrotnie identyczną jak w poprzedniej jednostce, $1,5$ -stopniową zmianę kąta φ'_o . Oznacza to, że zmiana kąta zaślepienia powoduje wydłużanie lub skracanie procesu otwierania okna, którego początek i koniec wyznaczany jest przez kąty φ'_o i φ'''_o . Kształt charakterystyk jest zatem zależny od wartości kąta zaślepienia, odmiennie niż w przypadku rozrzędu czołowego, gdzie zmiany kąta φ_s powodowały jedynie przesunięcie w fazie całego zjawiska, bez jakichkolwiek zmian jego przebiegu. Różnice między poszczególnymi przebiegami, wywołane zmianami φ_s w przedziale $0 \div 3^\circ$, są jednak niewielkie, a wzrost kąta zaślepienia powyżej 3° nie ma żadnego uzasadnienia technicznego.

3.3.6. Wpływ kształtu i położenia tłoczków na przebieg zjawiska otwierania/zamykania okna

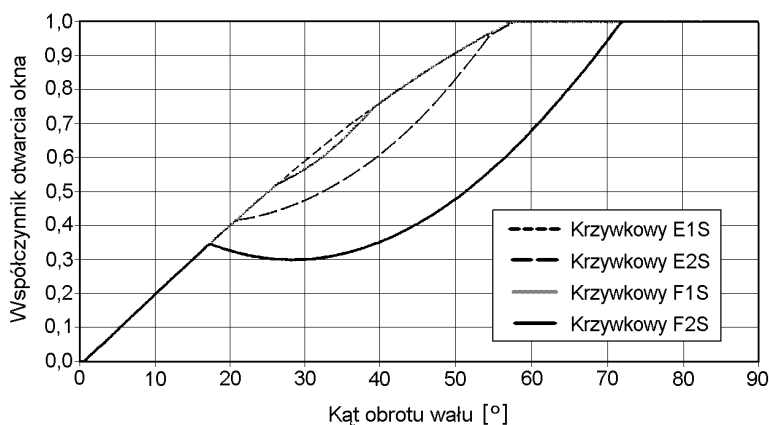
Rozważania powyższe pomijały fakt, że w tulejce rozrzędu znajdują się tłoczki (patrz rys. 2.5). Tłoczki te, podobnie jak tulejka, wykonują ruch posuwisto-zwrotny, różniący się jednak amplitudą i przesunięty w fazie. Porównując wzory 2.2 i 2.12, widzimy, że kąt przesunięcia fazowego, odpowiadający maksymalnej wydajności pompy lub silnika, wynosi $\pi/2$. Oznacza to, że w chwili $t = 0$, gdy tulejka osiąga maksymalną prędkość, przechodząc przez mostek rozrzędu, prędkość tłoczków jest równa zero. Stwarza to zagrożenie częściowego lub nawet całkowitego przesłonięcia okna rozrzędu przez koniec jednego z tłoczków, i w efekcie spadku współczynnika otwarcia okna poniżej wartości wyznaczonych we wcześniejszych rozdziałach. Powyższe zjawisko zilustrowano na rys. 3.20.

Przyjmując za podstawę zaprezentowane w punkcie 3.3.4 założenia konstrukcyjne i dodatkowo odległość między czołami tłoczków w wewnętrznym położeniu zwrotnym, wynoszącą 1 mm, oraz symetryczne położenie mostka rozrzędu względem tłoczków, przeprowadzono obliczenia zmian współczynnika otwarcia okna, uzupełniając dane o opis trajektorii tłoczków. Otrzymano w ten sposób wyniki uwzględniające powyższe zjawisko. Obliczenia te przeprowadzono dla omówionych w rozdziale 3.3.1 jednostek: E1S, E2S,

F1S i F2S, wyposażonych w tłoczki o płaskim zakończeniu (zgodnie z rys. 3.20). Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3.21. Jak widać, wpływ powyższego zjawiska na wartość współczynnika otwarcia okna jest odmienny dla różnych wersji rozpatrywanego mechanizmu. W przypadku okna E1 o najmniejszej szerokości i powierzchni ($b_o = 1,72$ mm, $\varepsilon_i = 0,3$) przebieg funkcji otwarcia nie uległ żadnej zmianie (por. rys. 3.12). Wzrost powierzchni okna spowodował jednak wyraźną zmianę kształtu krzywej dla większego okna E2. Dla jednostki F o wydajności 4-krotnie większej niż E wpływ zjawiska przesłaniania był silniejszy, pomimo takich samych wartości współczynnika względnej powierzchni analizowanych okien. Możliwym wyjaśnieniem jest fakt, że amplituda skoku zarysu krzywki s_r jest znacznie większa dla F niż dla E (por. tablica 3.5). Aby sprawdzić wpływ amplitudy na przebieg omawianego zjawiska, dokonano analizy czterech omówionych w rozdziale 3.3.3 jednostek: E2S0, E2S2, E2S4 i E2S6, różniących się jedynie wartością s_r (tablica 3.6).

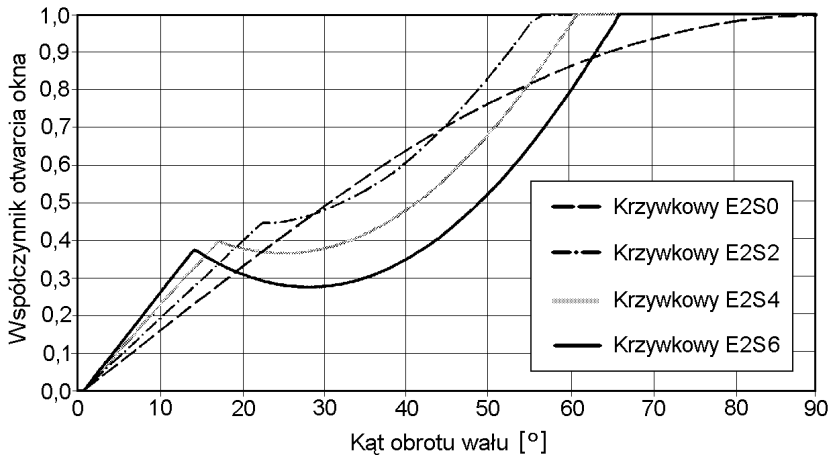


Rys. 3.20. Kolejne fazy zjawiska przesłaniania okna rozrządu w tuleji przez końce tłoczków



Rys. 3.21. Wpływ zjawiska przesłaniania okna rozrządu przez końce tłoczków na wartość współczynnika otwarcia okna w jednostkach E1S, E2S, F1S i F2S

Uzyskane rezultaty pokazano na rys. 3.22. Wyniki te potwierdzają w pełni, że decydujący wpływ na przebieg przesłaniania okna rozrzędu przez końce tłoczków ma amplituda krzywki. W przypadku najmniejszej amplitudy (jednostka E2S0 – $s_w = b_o$) zjawisko to w ogóle nie zachodziło. Wzrost amplitudy zarysu do 160% szerokości okna (jednostka E2S6) spowodował natomiast, że zjawisko to uwidoczniło się w pełni. Porównując wyniki przedstawione na rys. 3.14 i 3.22, widzimy, że dla kąta obrotu wału $\varphi_w = \text{ok. } 28^\circ$ wartość współczynnika otwarcia w jednostce E2S6 spadła z 0,76 do 0,28, a zatem prawie trzykrotnie. Zmiana kształtu przebiegów pociągnęła też za sobą wzrost wartości kąta pełnego otwarcia φ'''_o z 46° do 61° dla E2S4 i z 39° aż do 66° dla E2S6.



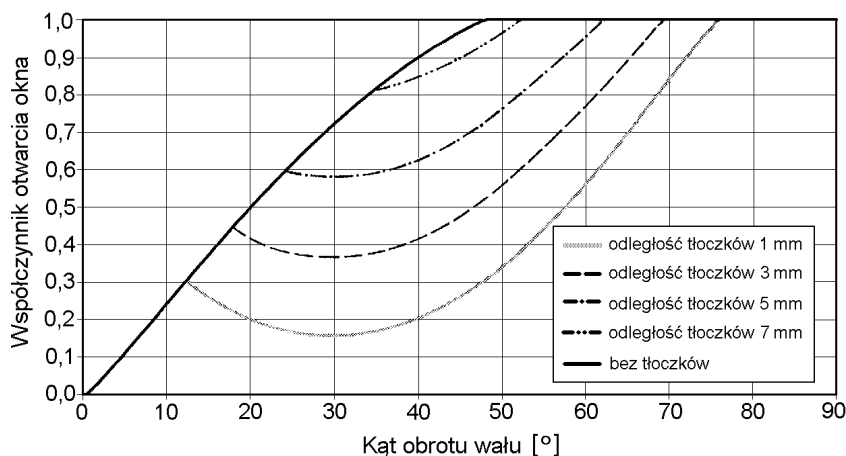
Rys. 3.22. Wpływ zjawiska przesłaniania okna rozrzędu przez końce tłoczków na wartość współczynnika otwarcia okna w jednostkach E2S0, E2S2, E2S4 i E2S6

Przechodząc do analizy mechanizmów napędzanych zoptymalizowaną krzywką H3F, z oknami o kształcie rzeczywistym – wynikłym z technologii ich wykonania (frez palcowy), należy ją przeprowadzić równoległe dla obu przyjętych wielkości maszyn: $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ (E) i $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ (F). Wynika to z faktu, że zjawisko przesłaniania w jednostkach dużych uwidacznia się silniej niż w małych. Przestaje obowiązywać zaobserwowana wcześniej niezależność procesu otwierania okna od wielkości maszyny. Jako obiekt analiz przyjęto więc nową jednostkę F2H3F, będącą odpowiednikiem analizowanej dotychczas jednostki E2H3F. Wymiary charakterystyczne tej jednostki zamieszczono w tablicy 3.7.

3.3.6.1. Wpływ odległości pomiędzy tłoczkami na przebieg zjawiska przesłaniania

Przebieg analizowanego zjawiska jest silnie uzależniony od parametrów konstrukcyjnych maszyny, takich jak: amplituda ruchu posuwisto-zwrotnego tłoczków s_{it} , zarys krzywki sterującej rozrzędem, szerokość okna b_o czy minimalna odległość między czołami tłoczków w wewnętrznym położeniu zwrotnym c_{it} . Jak wynika jednak z przedstawionych we wstępie niniejszej pracy rozważań i zdobytych doświadczeń, wartość powyższych parametrów nie może być zmieniana w istotnym stopniu bez naruszania podstawowych cech jednostki lub jej stosunków wymiarowych. Wynika to m.in. z ograniczonej wartości kąta nachylenia tarcz oporowych γ czy wymaganej minimalnej powierzchni okna A_o . Najprostszym sposobem minimalizacji lub eliminacji zjawiska przesłaniania jest zwiększenie odle-

głości pomiędzy czołami tłoczków. Rysunek 3.23 pokazuje zależność pomiędzy minimalną odległością czoł tłoczków w wewnętrznym położeniu zwrotnym c_{it} a przebiegiem zmian współczynnika otwarcia okna dla jednostki F2H3F.



Rys. 3.23. Wpływ odległości pomiędzy czołami tłoczków na zjawisko przesłaniania okna rozrządu w jednostce F2H3F

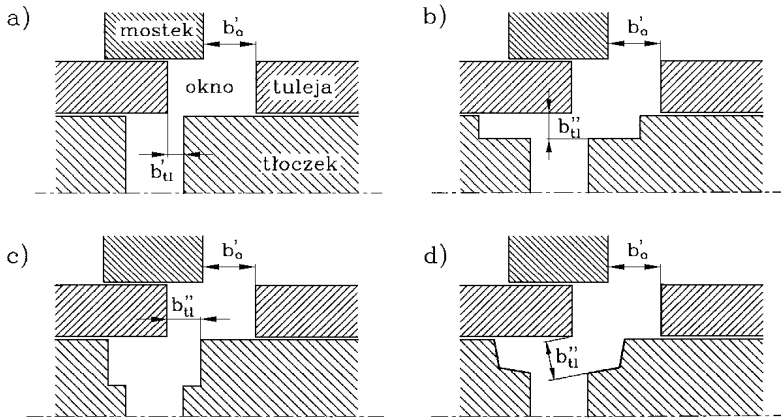
Uzyskane rezultaty porównano z przebiegiem otwarcia okna nieuwzględniającym istnienia tłoczków. Przebieg ten, zgodnie z wcześniejszymi obserwacjami, jest identyczny z przebiegiem uzyskanym dla jednostki E2H3F (por. rys. 3.18). Pojawienie się tłoczków oddalonych w wewnętrznym położeniu zwrotnym o 1 mm pociąga za sobą w badanej jednostce znacznie poważniejsze skutki od uzyskanych w poprzednim rozdziale. W chwili $\varphi_w = 29,5^\circ$ współczynnik otwarcia okna spadł z początkowej wartości 0,725 do zaledwie 0,156 – prawie pięciokrotnie!

Zwiększając odległość pomiędzy tłoczkami, można jednak ograniczyć lub całkiem wyeliminować zjawisko przesłaniania. W rozpatrywanym przypadku graniczna odległość c_{it} , przy której zjawisko to zanika, jest równa 7,5 mm. Metoda ta pociąga jednak za sobą wzrost przestrzeni martwej w pompie. W omawianej jednostce objętość martwa dla tłoczków oddalonych o 1 mm wynosi 8,7% jej objętości skokowej. Rozsuniecie tłoczków do 7,5 mm oznacza natomiast jej wzrost do 25,6%. W rozdziale 5.2 podano opis szkodliwych zjawisk wywołanych przez zmiany objętości cieczy roboczej w przestrzeni martwej, na obecnym etapie można jednak stwierdzić, że konstruując pompę, należy minimalizować tę przestrzeń.

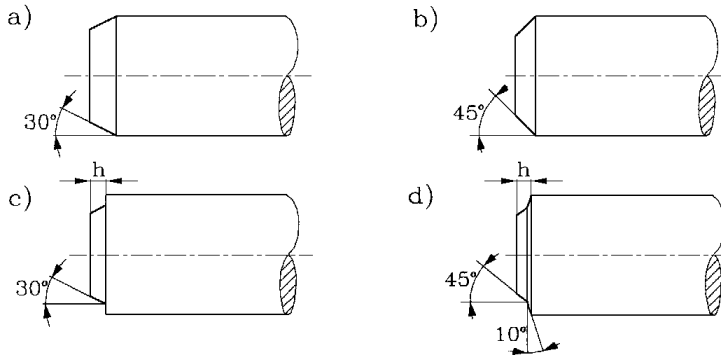
3.3.6.2. Wpływ kształtu tłoczka na przebieg zjawiska przesłaniania

Z powyższych względów jedynym dostępnym w praktyce sposobem ograniczenia bądź likwidacji zjawiska przesłaniania okna rozrządu przez końce tłoczków pozostaje modyfikacja ich kształtu, umożliwiającą swobodny przepływ cieczy roboczej, a jednocześnie ograniczającą przyrost przestrzeni martwej. Wpływ takiej zmiany kształtu na przebieg zjawiska przesłaniania przedstawiono na rys. 3.24. Tłoczek zakończony powierzchnią płaską (rys. 3.24a) ogranicza czynną szerokość okna z b'_o (wynikającego z zarysu krzywki i geometrii mechanizmu rozrządu) do b'_{it} . Ścięcie krawędzi tłoczka pozwala zwiększyć

czynną szerokość do b''_{it} (rys. 3.24b), przy czym jest ona zależna nie tylko od wzajemnego położenia tłoczka i tulei, ale również od kształtu i wymiarów ścięcia (por. rys. 3.24c i d). Dla wyznaczenia wartości współczynnika otwarcia okna b''_{it} musi za każdym razem być równe minimalnemu wymiarowi poprzecznemu kanału utworzonego przez zespół: mostek rozrządu-okno rozrządu-końcówka tłoczka.



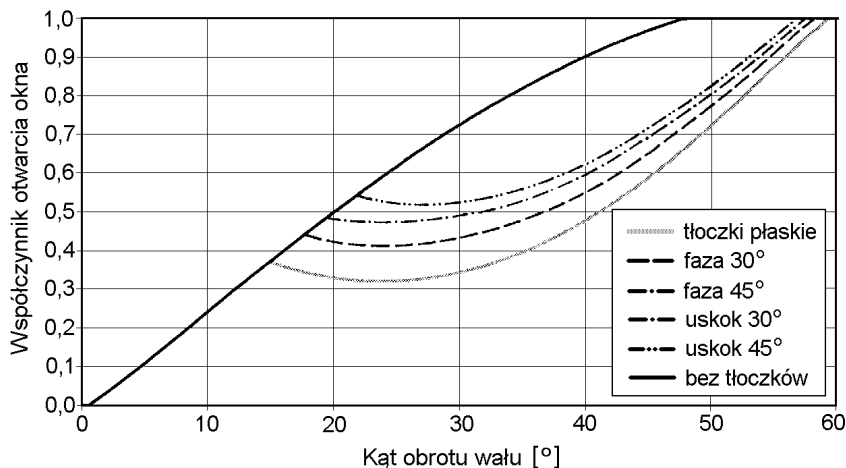
Rys. 3.24. Ograniczenie zjawiska przesłaniania okna rozrządu poprzez ścięcia zakończenia tłoczka



Rys. 3.25. Kształty zakończeń tłoczków: a) faza 30°, b) faza 45°, c) uskok 30°, d) uskok 45°

Przyrost przestrzeni martwej w pompie wywołany ścięciami końcówek tłoczków jest dużo mniejszy niż w przypadku rozsunięcia tłoczków i nie przekracza kilku procent objętości skokowej. Do szczegółowych analiz przyjęto 4 wersje zakończenia tłoczka o kształtach pokazanych na rys. 3.25. Wymiary poszczególnych końcówek dobrano tak, aby wywołany zmianą kształtu tłoczków przyrost objętości martwej był we wszystkich przypadkach jednakowy. W pierwszej kolejności przyjęto, że wynosi on 1% objętości skokowej komory. Analizę przeprowadzono oddzielnie dla obu jednostek E2H3F i F2H3F. Wyjściowa wartość współczynnika względnej objętości przestrzeni martwej (z tłoczkami zakończonymi płasko i oddalonymi od siebie o 1 mm) dla pierwszej z nich wynosiła 11,2%, tak więc po zmianie kształtu tłoczków wzrosła ona do 12,2%. Otrzymane wyniki pokazano na rys. 3.26. Dla celów porównawczych na rysunku tym pokazano też przebiegi uzyskane bez uwzględ-

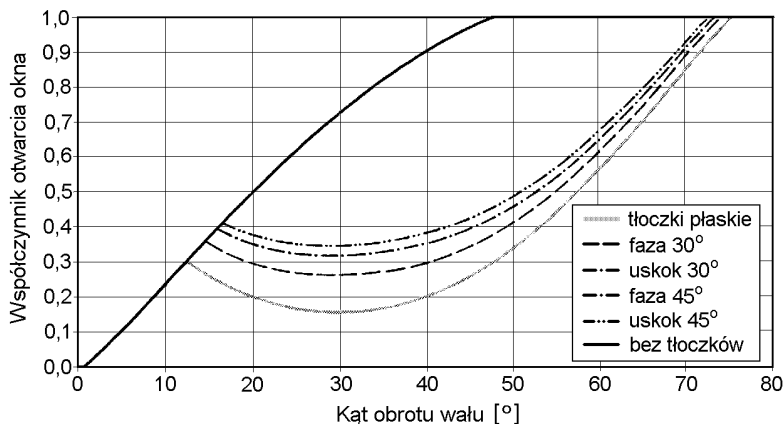
niania tłoczków (identyczny jak na rys. 3.19) i z tłoczkami zakończonymi płasko, oddalonymi w wewnętrznym położeniu zwrotnym o 1 mm. Przebieg ten odpowiada w przybliżeniu przebiegowi dla jednostki E2S4, pokazanemu na rys. 3.22. W przedziale kątów $\varphi_w = 30\text{--}40^\circ$ współczynnik otwarcia okna spada mniej więcej o połowę.



Rys. 3.26. Wpływ kształtu zakończenia tłoczka na zmiany współczynnika otwarcia okna rozrządu jednostki E2H3F. Przyrost przestrzeni martwej wywołany podcięciem – 1%

Zmiany kształtu końcówki tłoczka, nawet niewielkie, pozwalają natomiast na znaczną poprawę sytuacji. Najlepsze wyniki uzyskano dzięki uskokowi 45° . Uskok 30° i faza 45° były praktycznie równoważne, a faza 30° w najmniejszym stopniu redukowałą zjawisko przesłaniania. Pomimo identycznej objętości poszczególnych podtoczeń, różnice w osiągniętych przez nie rezultatach były wyraźne – wartości współczynnika otwarcia okna różniły się o ponad 0,1. Wyniki uzyskane dla jednostki F2H3F dla tych samych kształtów tłoczka, przy analogicznym założeniu przyrostu przestrzeni martwej o 1%, pokazano na rys. 3.27. W tym przypadku sumaryczna wartość przestrzeni martwej wyniosła 9,7% objętości skokowej. Problemy związane ze zjawiskiem przesłaniania w dużej jednostce F są jak widać poważniejsze. W porównaniu z jednostką E, współczynnik otwarcia okna przy tłoczkach zakończonych płasko spadł (przy $\varphi_w = 30^\circ$ z 0,73 do 0,156). Przyrosty tego współczynnika spowodowane zmianą kształtu tłoczków mają natomiast zbliżone wartości, jak w przypadku jednostki mniejszej (maksymalnie: 0,19 dla uskoku 45° , 0,16 dla uskoku 30° i fazy 45° oraz 0,11 dla fazy 30°). W wyniku tego najkorzystniejszy przebieg dla jednostki F2H3F, odpowiadający tłoczkom zakończonym uskokiem 45° , ma kształt bardzo zbliżony do przebiegu charakteryzującego jednostkę E2H3F z tłoczkami płaskimi.

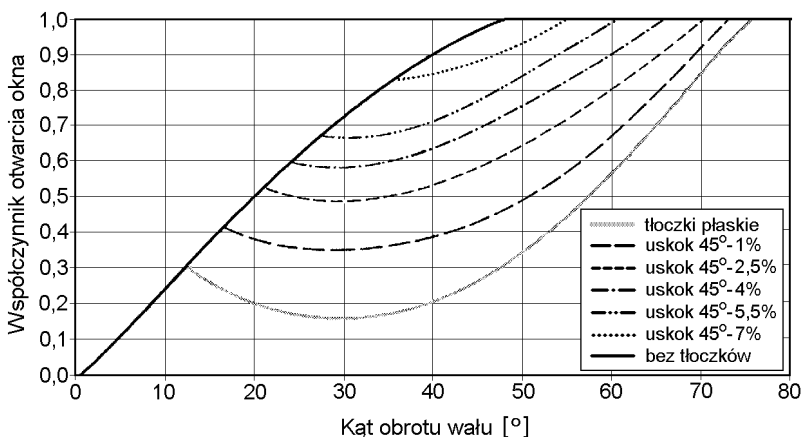
W dalszej kolejności zwiększono wymiary podcięć, zachowując pokazane powyżej kształty, tak że przyrost objętości martwej wyniósł 2,5%, a całkowita wartość $\varepsilon_m = 13,7\%$ dla jednostki E2H3F i 11,2% dla jednostki F2H3F. Dla jednostki E otrzymane rezultaty wskazują na daleko idącą redukcję zjawiska przesłaniania. Stosując tłoczki zakończone uskokiem 45° , można mówić o praktycznej jego eliminacji. Stanowi to wyraźne potwierdzenie słuszności proponowanego rozwiązania.



Rys. 3.27. Wpływ kształtu zakończenia tłoczka na zmiany współczynnika otwarcia okna rozrządu jednostki F2H3F. Przyrost przestrzeni martwej wywołany podcięciem – 1%

Rezultaty uzyskane dla jednostki F wskazują na stopniową poprawę sytuacji, jednakże eliminacja zjawiska przesłaniania wymaga dalszego wzrostu wielkości podtoczenia. Co ważne, we wszystkich zaprezentowanych powyżej przypadkach uzyskano identyczną kolejność analizowanych kształtów tłoczka. Najlepsze rezultaty daje uskok 45° – wersja d na rys. 3.25, nieco ustępują mu uskok 30° i faza 45°, a zdecydowanie najgorszym rozwiązaniem jest faza 30°. Pozwala to na ograniczenie dalszych rozważań wyłącznie do uskoku 45° i eliminację wszystkich pozostałych kształtów.

Znając najlepszy kształt końcówki tłoczka, należy z kolei wyznaczyć wymiary podtoczenia gwarantujące eliminację zjawiska przesłaniania. W przypadku jednostki mniejszej (20 cm³/obr.) zagadnienie to zostało praktycznie rozwiązane. Uskok 45° o wielkości odpowiadającej 2,5% objętości skokowej jest bliski spełnienia tego warunku. Zwiększenie go do 3÷3,5% wyeliminuje w pełni wpływ tłoczków na przebieg otwierania okna. Sumaryczna objętość martwa komory cylindrowej wzrosnie przy tym do ok. 14,5% jej objętości skokowej.

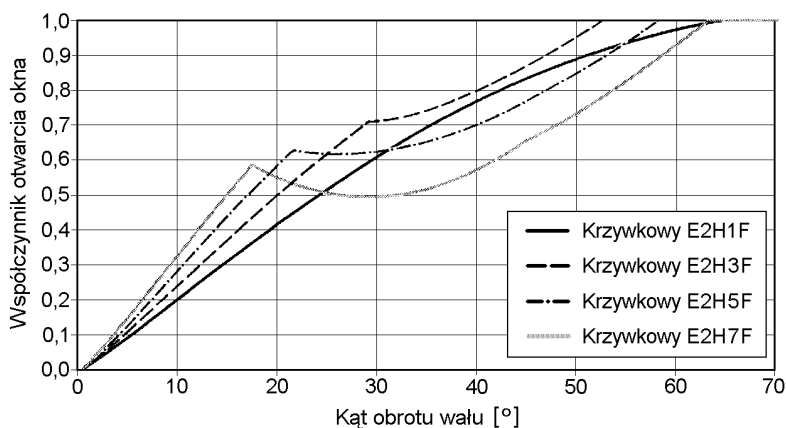


Rys. 3.28. Wpływ wielkości podtoczenia na tłoczku na przebieg zmian współczynnika otwarcia okna rozrządu jednostki F2H3F. Kształt podtoczenia – uskok 45°

Szczegółowy przebieg zmian współczynnika otwarcia, w zależności od wymiarów podtoczenia dla uskoku 45° , należy natomiast wyznaczyć dla większej jednostki F. Wyniki tych badań przedstawiono na rys. 3.28, przy czym wymiary podtoczenia dobrano tak, że jego objętość, przy zachowaniu stałych proporcji wymiarowych, wynosiła kolejno: 1,0%, 2,5%, 4,0%, 5,5% i 7,0% objętości skokowej komory cylindrowej. Odpowiadała temu sumaryczna wielkość przestrzeni martwej w pompie, wynosząca odpowiednio: 9,7%, 11,2%, 12,7%, 14,2% oraz 15,7% objętości skokowej. Całkowite wyeliminowanie zjawiska przesłaniania okna przez tłoczki wymaga podtoczenia o wielkości odpowiadającej przyrostowi przestrzeni martwej o ok. 8%. Sumaryczna przestrzeń martwa wzrasta zatem z 8,7% do 16,7% objętości skokowej. Nie jest to jednak wzrost gwałtowny – dla porównania w produkowanych obecnie pompach przestrzeń martwa tylko w najlepszych konstrukcjach wynosi ok. 50% objętości skokowej, w pozostałych przekracza często 100%. W przypadkach gdy podtoczenie tłoczków ma wielkość $1\div 7\%$ (czemu odpowiadają wartości przestrzeni martwej w przedziale $9,7\div 15,7\%$), zjawisko przesłaniania okna rozrządu przez tłoczki jest w rozmaitym stopniu widoczne.

3.3.6.3. Wpływ amplitudy zarysu krzywki na wymaganą wielkość podtoczenia

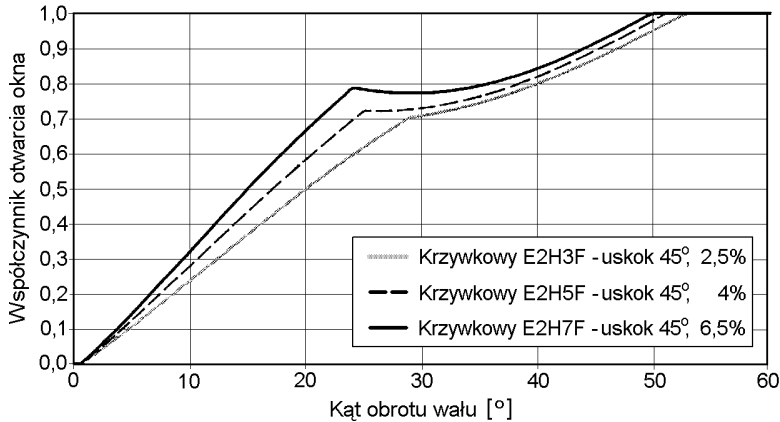
Jak wykazano w rozdziale 3.3.6, wzrost amplitudy zarysu krzywki powoduje pogłębienie zjawiska przesłaniania. Należy jednak sprawdzić, jak w takim wypadku zachowuje się mechanizm rozrządu z tłoczkami zakończonymi podcięciem. W tym celu porównano przebiegi w jednostce E2H3F z trzema innymi, dla których amplituda zarysu krzywki wynosiła: E2H1F – $s_r = 1,1 \cdot b_o$, E2H5F – $1,5 \cdot b_o$ i E2H7F – $1,7 \cdot b_o$. We wszystkich trzech jednostkach zastosowano tłoczki zakończone uskokiem 45° o wielkości 2,5%. Wyniki obliczeń przeprowadzonych dla powyższego zestawu danych pokazano na rys. 3.29.



Rys. 3.29. Zależność pomiędzy amplitudą zarysu a przebiegiem zjawiska przesłaniania

Przyjęty kształt zakończeń tłoczków nie pozwala jak widać na uniezależnienie przebiegu otwierania okna od amplitudy. Im szybciej okno otwiera się w fazie początkowej, tym silniej jest ono przesłanianie w drugiej fazie. Chcąc aby przy różniących się wartościach amplitudy zjawisko przesłaniania przebiegało ze stałą głębokością, należy odpowiednio zwiększyć rozmiary podtoczenia. Przeprowadzono zatem porównanie przebiegów otwarcia okna dla trzech przypadków: wersję E2H3F o amplitudzie $1,3 \cdot b_o$ zachowano bez

zmian (podtoczenie o wielkości 2,5%), w wersji E2H5F ($s_r = 1,5 \cdot b_o$) podtoczenie zwiększono do 4%, a w wersji E2H7F ($s_r = 1,7 \cdot b_o$) do 6,5% objętości skokowej. Wyniki przedstawione na rys. 3.30 świadczą, że zachowanie stałego stopnia przesłonięcia okna przy zmiennej amplitudzie wymaga ponadproporcjonalnego przyrostu wielkości podtoczenia. Jest to kolejna, poza zwiększeniem sił działających na elementy mechanizmu, bariera uniemożliwiająca dowolne zwiększanie amplitudy zarysu krzywki sterującej.



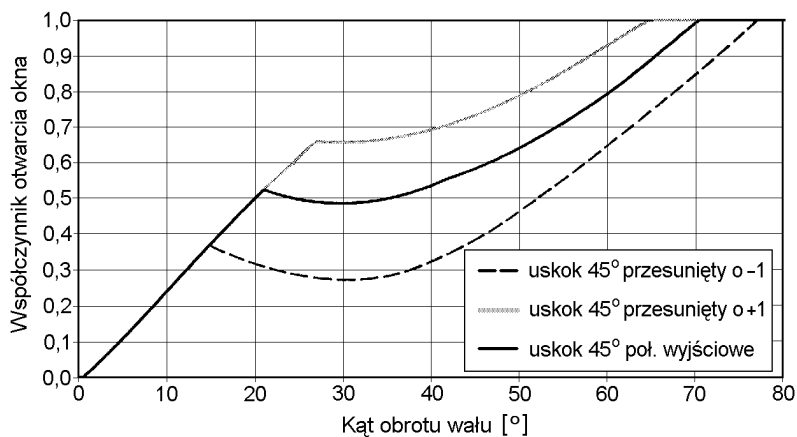
Rys. 3.30. Przebieg zjawiska przesłaniania przy zmiennej amplitudzie zarysu i wielkości podtoczenia końcówek tłoczków

3.3.6.4. Wpływ wzajemnego przesunięcia tłoczków i tulejek rozrządu na zjawisko przesłaniania

Jednym z parametrów decydujących o przebiegu zjawiska przesłaniania jest też położenie końców tłoczków względem mostka rozrządu. W rozpatrywanych przykładach było ono symetryczne (patrz rys. 3.20), co oznaczało identyczny przebieg omawianego zjawiska w fazie ssania i tłoczenia. Można jednak zróżnicować jego przebieg w zależności od fazy, poprzez przesunięcie osiowe tłoczków w kierunku kanału ssawnego lub tłocznego. Analizę wpływu takiego przesunięcia na przebieg zjawiska przesłaniania przeprowadzono dla jednostki F2H3F z tłoczkami zakończonymi uskokiem 45° o wielkości 2,5%. Dodatkowo założono przesunięcie tłoczków względem tulejki o 1 mm względem położenia środkowego. Nie ulega przy tym zmianie odległość między tłoczkami, która w wewnętrznym położeniu zwrotnym wynosi dalej 1 mm. Wyniki analizy, prowadzonej w tym przypadku oddzielnie dla kanału ssawnego i tłocznego, pokazano na rys. 3.31. Dla porównania naniesiono także przebieg uzyskany dla nieprzesuniętych tłoczków o tym samym kształcie.

Niezależnie od kierunku, w jakim przesunięto tłoczki dla jednego z kanałów maszyny, oznacza to wzrost współczynnika otwarcia, podczas gdy dla drugiego kanału współczynnik ten maleje. Jak widać na rys. 3.31, przebieg zjawiska przesłaniania jest w obu przypadkach silnie zależny od położenia tłoczków względem tulei rozrządu. Stosunkowo niewielkie przesunięcie wywołuje daleko idące zmiany. Widać także, że identycznemu przesunięciu tłoczków względem położenia środkowego nie odpowiadają identyczne zmiany współczynnika otwarcia. Minimalna wartość tego współczynnika dla tłoczków zajmujących położenie środkowe wynosi 0,484 (dla $\varphi_w = 30^\circ$). Dodatnie przesunięcie tłoczków o 1 mm spowodowało wzrost tego współczynnika do 0,657, przy tym samym położeniu kątowym

wału. Przyrost minimalnego współczynnika otwarcia wywołany przesunięciem tłoczków wynosi zatem 0,173. Tymczasem przesunięcie tłoczków o tę samą wartość w kierunku przeciwnym spowodowało spadek współczynnika otwarcia o 0,213 (do 0,271 przy $\varphi_w = 30^\circ$).



Rys. 3.31. Wpływ osiowego przesunięcia tłoczków względem tulejek rozrządu na przebieg zjawiska przesłaniania w jednostce F2H3F. Tłoczki zakończone uskokiem 45° o wielkości 2,5%

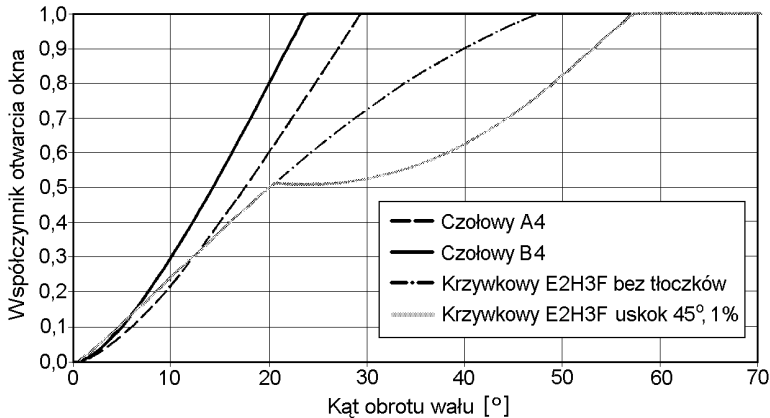
W przypadku jednostki konstrukcyjnie przystosowanej do pracy w obu kierunkach przesuwania tłoczków względem tulei rozrządu nie ma więc sensu. Można je za to wprowadzić w maszynach o ustalonym kierunku przepływu cieczy. Przesunięcie tłoczków może w nich zwiększyć współczynnik otwarcia okna w kanale ssawnym (poprawiając np. samosawność pompy) kosztem wzrostu oporów przepływu w kanale tłocznym. Konstruując taką maszynę, należy oczywiście wyznaczyć optymalną wartość przesunięcia.

Podsumowując wyniki uzyskane podczas analizy zjawiska przesłaniania okna przez końce tłoczków, można stwierdzić, że optymalny kształt tłoczków zależy silnie od parametrów konstrukcyjnych maszyny, takich jak: amplituda skoku tłoczków s_{tl} i tulei rozrządu s_r , zarys krzywki, szerokość okna b_o , przekrycie na mostku Δb_m i inne wymiary charakterystyczne mechanizmu rozrządu. Zadaniem konstruktora jest znalezienie wymiarów tego węzła minimalizujących przestrzeń martwą, przy jednoczesnym jak najszybszym otwarciu okna rozrządu. Niewątpliwym wpływem na wymiarowanie elementów mechanizmu rozrządu będą miały też parametry pracy projektowanej jednostki, takie jak: ciśnienie robocze (im wyższe, tym mniejsza powinna być przestrzeń martwa) czy prędkość obrotowa (konieczność redukcji oporów przepływu). Z powyższych przesłanek wynika, że przedstawiona powyżej analiza kształtu i wymiarów podcięć końcówek tłoczków oraz ich położenia względem tulejek rozrządu musi być przeprowadzona zawsze przy projektowaniu nowej jednostki, aczkolwiek przebieg omawianego zjawiska będzie za każdym razem zbliżony.

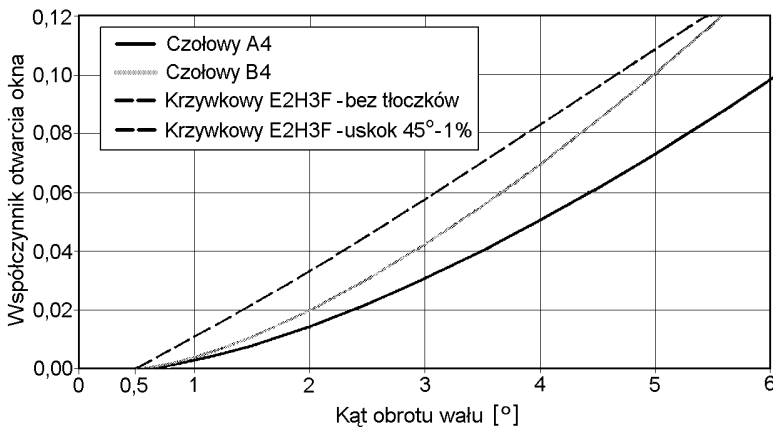
3.4. Porównanie przebiegów otwarcia okien rozrządu czołowego i krzywkowego

Przeprowadzone w niniejszej pracy analizy przebiegu procesów otwarcia okna pozwoliły wytypować najlepsze odmiany konstrukcyjne mechanizmu rozrządu zarówno w wersji czołowej, jak i sterowanej krzywką. Należy jednak dokonać porównania pomiędzy wyni-

kami uzyskiwanymi przez obie wersje. Bazując na uzyskanych rezultatach, do porównań wytypowano jednostki A4, B4, C4 i D4 wyposażone w rozrząd czołowy o oknach okrągłych i współczynniku względnej powierzchni okna $\varepsilon_i = 0,5$. Rozrząd sterowany krzywką reprezentują natomiast jednostki E2H3F z tłoczkami zakończonymi 1-procentowym uskokiem 45° i F2H3F z podtoczeniem tłoczków o analogicznym kształcie i wielkości 5,5%. Również i te jednostki charakteryzują się identyczną wartością współczynnika $\varepsilon_i = 0,5$.



Rys. 3.32. Porównanie przebiegów otwarcia okna dla jednostek A4, B4 i E2H3F

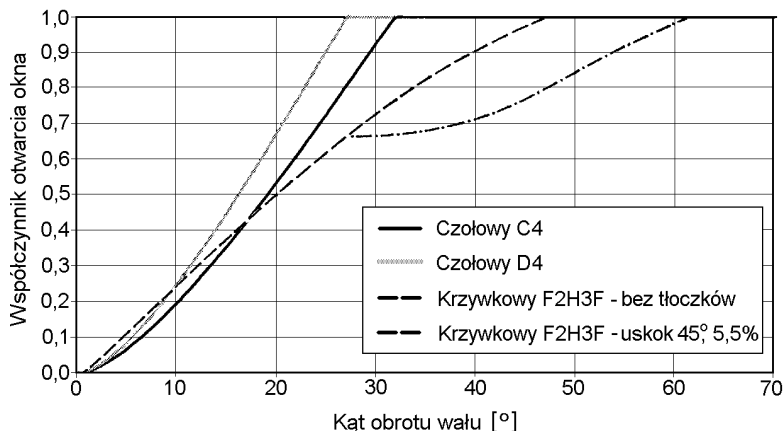


Rys. 3.33. Przebieg fazy początkowej otwarcia okna dla jednostek A4, B4 i E2H3F

Na rysunku 3.32 porównano przebiegi otwarcia w jednostkach mniejszych – $20 \text{ cm}^3/\text{obr}$. Jak widać, okna w rozrządzie sterowanym krzywką otwierają się wolniej – nawet w przypadku, gdy całkowicie wyeliminuje się zjawisko przesłaniania. Odmianą sytuacją panuje natomiast w fazie początkowej, pokazanej na rys. 3.33. Obie wersje rozrządu krzywkowego otwierają się wtedy szybciej niż jakakolwiek wersja rozrządu czołowego, a zjawisko przesłaniania nie ma na to żadnego wpływu. Analizując różnice między przebiegami otwarcia okien w poszczególnych typach rozrządu, nie można jednak zapominać, że przebiegi te dla rozrządu sterowanego krzywką zależą silnie od kształtu tej krzywki.

W przypadku rozrządu czołowego, liczba tłoczków i kształt okna determinują natomiast kształt uzyskiwanych charakterystyk.

Konstruktor jednostki z rozrządem krzywkowym może zatem w określonym zakresie modyfikować kształty przebiegów funkcji otwarcia okna zgodnie z przyjętymi przez siebie kryteriami. Możliwość przyspieszonego otwierania okna daje wzrost amplitudy zarysu lub zmiana funkcji zarysu krzywki.



Rys. 3.34. Porównanie przebiegów otwarcia okna dla jednostek C4, D4 i F2H3F

W przypadku jednostek dużych – $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$, porównaniu poddano jednostki C4 i D4 z dwoma wariantami jednostki F2H3F – rys 3.34. Różnice między przebiegami otwarcia okna są podobne, podobny jest też przebieg zjawisk w fazie początkowej.

Podsumowując niniejszy rozdział, należy stwierdzić, że pełne otwarcie okna dla rozrządu czołowego (szczególnie w wersji z 9 tłoczkami) następuje nieco szybciej niż dla rozrządu krzywkowego. Występują jednak wyraźne różnice w kształcie uzyskiwanych przebiegów, co powoduje, że rozrząd krzywkowy wykazuje przewagę w fazie początkowej procesu otwierania. Konieczna jest więc dalsza analiza: jak różnice w przebiegu otwierania poszczególnych okien wpływają na zmiany prędkości przepływu cieczy roboczej przez te okna i generowane przez mechanizm rozrządu straty ciśnienia. Drugim wnioskiem jest silna zależność przebiegów uzyskiwanych przez mechanizm rozrządu sterowanego krzywką od jego parametrów konstrukcyjnych. Z jednej strony daje to konstruktorowi sporo swobody w kształtowaniu tych przebiegów, z drugiej zmusza go do analizowania przebiegów dla każdej nowej wersji tego mechanizmu.

Rozdział 4

PRĘDKOŚĆ PRZEPIYWU CIECZY ROBOCZEJ PRZEZ OKNA ROZRZĄDU

Parametrem mającym istotny wpływ na straty ciśnienia generowane przez mechanizm rozrządu pompy lub silnika jest wartość średniej prędkości przepływu cieczy roboczej przez okna tego mechanizmu. Prędkość ta jest zależna od kąta obrotu wału i opisana funkcją $v_Q(\varphi_w)$, wyznaczaną z zależności:

$$v_Q(\varphi_w) = \frac{Q_k(\varphi_w)}{A_o \cdot \varepsilon_t(\varphi_w)}, \quad (4.1)$$

gdzie: $Q_k(\varphi_w)$ – chwilowa wartość natężenia przepływu cieczy generowanego przez daną komorę cylindrową,

$\varepsilon_t(\varphi_w)$ – chwilowa wartość współczynnika otwarcia okna.

Wyznaczona tak funkcja $v_Q(\varphi_w)$ uwzględnia dwa niezależne od siebie i cyklicznie zmienne, wraz z obrotem wału, zjawiska: zmiany powierzchni otwartej okna i natężenia przepływającego przez nie strumienia cieczy roboczej. Identyczny dla obu zjawisk okres zmian równy pełnemu obrotowi wału powoduje, że funkcja $v_Q(\varphi_w)$ ma też charakter cykliczny o okresie 2π . Ze względu na symetrię można, podobnie jak w poprzednich rozdziałach, ograniczyć zakres przeprowadzanych analiz do przedziału $0 \leq \varphi_w \leq \pi/2$. Przyjęcie za podstawę obliczeń wzoru 4.1 oznacza każdorazowe uśrednienie prędkości przepływu w otwartej części okna. Dlatego wszystkie prezentowane w tym rozdziale wyniki opisują jedynie zmienność prędkości przepływu w czasie. Można ją zatem określić jako chwilową uśrednioną prędkość przepływu w oknie.

4.1. Rozrząd czołowy

Wydajność chwilowa komory cylindrowej w maszynie wyposażonej w rozrząd czołowy zależy wyłącznie od kinematyki tłoczka poruszającego się w tej komorze i jego średnicy. Korzystając z zależności 2.3 i 2.5, można wyznaczyć natężenie przepływu tłoczonej lub zasysanej przez tę komorę cieczy Q_k ze wzoru:

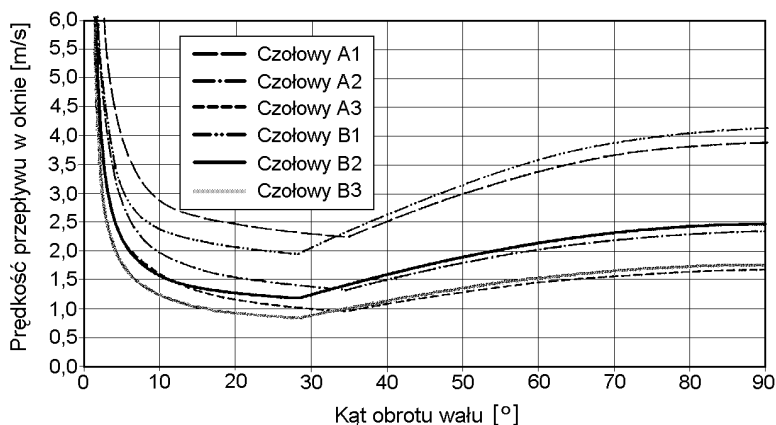
$$Q_k = A_{tl} \cdot \frac{D_{tl}}{2} \cdot \text{tg } \gamma \cdot \omega \cdot \sin \varphi_w, \quad (4.2)$$

gdzie: A_{tl} – pole przekroju poprzecznego tłoczka.

Podstawowe wymiary występujące we wzorze 4.2 można znaleźć w tablicy 3.1. Do wyznaczenia wartości Q_k konieczna jest także wartość prędkości kątowej wału ω . W prezentowanej pracy przyjęto dla wszystkich analizowanych przypadków stałą prędkość obrotową wału $n_w = 1500$ obr./min ($\omega = 157,08$ s⁻¹).

4.1.1. Chwilowa prędkość przepływu w oknie wersji podstawowej rozrządu czołowego

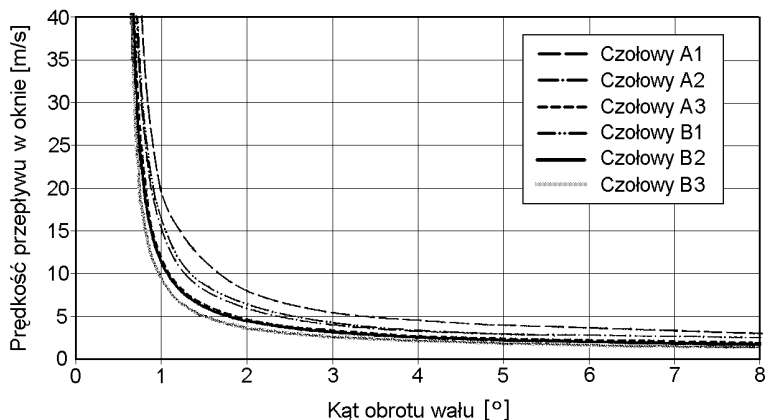
Korzystając z przedstawionych w rozdziale 3.2.2 wyników uzyskanych dla podstawowej wersji maszyny z rozrządem czołowym, wyznaczono dla tej wersji przebieg zmian chwilowej uśrednionej prędkości przepływu w oknie. Rezultaty uzyskane przez jednostki A i B pokazano na rys. 4.1.



Rys. 4.1. Prędkość przepływu w oknach rozrządu czołowego dla jednostek 20 cm³/obr. przy prędkości 1500 obr./min

Jak widać, przebieg zmian chwilowej uśrednionej prędkości przepływu w oknie wykazuje kilka charakterystycznych faz. W fazie zaślepienia ($\varphi_w \leq \varphi/2$) prędkość ta jest oczywiście równa zero. W chwili otwarcia okna, stosunkowo niewielkiej chwilowej wydajności komory towarzyszy skrajnie mała powierzchnia otwartej części okna. Efektem tego jest ogromna wartość prędkości przepływu w oknie (rzędu kilkuset m/s). Proces wzrostu powierzchni otwartej okna przebiega jednak szybciej od wzrostu chwilowej wydajności komory, dzięki czemu wartość prędkości przepływu szybko spada, z reguły poniżej 10 m/s przy $\varphi_w = 1 \div 1,5^\circ$. Jest to widoczne na rys. 4.2, pokazującym zmiany prędkości przepływu dla jednostek A i B w fazie początkowej. Spadek ten, aczkolwiek znacznie wolniejszy, trwa aż do momentu pełnego otwarcia okna. W chwili gdy $\varphi_w = \varphi''_o$, prędkość przepływu w oknie osiąga swoje minimum. Minimalna prędkość przepływu wynosi od 0,84 m/s dla B3 do 2,24 m/s dla A1. Od tego momentu przebieg zmian prędkości odwzorowuje ściśle sinusoidalny przebieg funkcji $Q_k(\varphi_w)$ (por. wzór 4.2). Wartości maksymalne w tej fazie występują dla $\varphi_w = \pi/2$ i wynoszą dla jednostek typu A od 1,67 m/s (A3) do 3,90 m/s (A1), a dla jednostek B odpowiednio od 1,77 m/s do 4,13 m/s. Wartości uzyskiwane przez prędkość przepływu zależą oczywiście od współczynnika względnej powierzchni okna ε_r , dla jednostek A1 i B1, są zatem ponaddwukrotnie wyższe niż dla jednostek A3 i B3. Szybsze otwieranie okna w jednostkach B wyposażonych w 9 tłoczków powoduje, że przy tej samej wartości współczynnika ε_r prędkość przepływu spada szybciej i osiąga niższą wartość minimalną niż w siedmiotłoczkowych jednostkach A (por. A1 z B1, A2 z B2 itd.). Jednocześnie jednostki B charakteryzują się większą średnicą podziałową tłoczków D_{tl} i dłuższym ich skokiem s_{tl} (patrz tablica 3.1). Przy tej samej prędkości obrotowej wału oznacza to wyższą

o 6% prędkość liniową tłoczków v_{it} , a w efekcie o tyle samo wyższą prędkość przepływu w fazie pełnego otwarcia okna, w porównaniu z odpowiadającymi im jednostkami typu A.



Rys. 4.2. Prędkość przepływu w oknie w fazie początkowej dla jednostek $20 \text{ cm}^3/\text{obr}$.

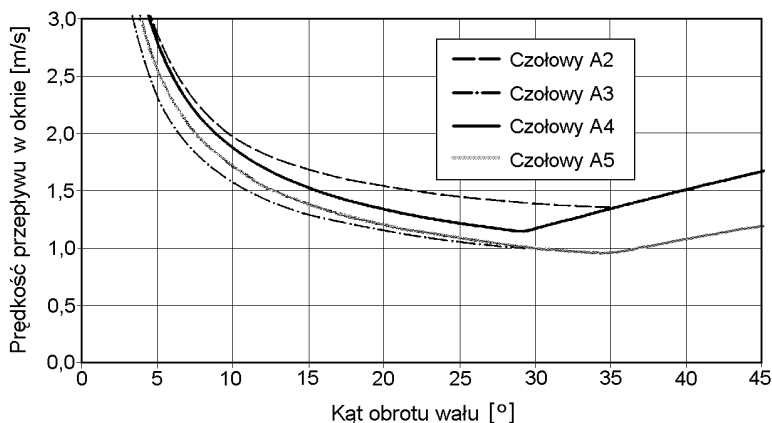
Bardzo zbliżone rezultaty w całym przedziale zmian φ_w uzyskano także dla jednostek większych C i D. Kształty przebiegów nie uległy zmianie, podobnie jak różnice pomiędzy poszczególnymi jednostkami wywołane zmianami liczby tłoczków czy wartości współczynnika ε_r . Uzyskane wartości prędkości chwilowej w poszczególnych fazach były natomiast wyższe niż dla jednostek $20 \text{ cm}^3/\text{obr}$. Porównując między sobą odpowiadające sobie jednostki o małej i dużej wydajności, np. A1 z C1, A3 z C3, B2 z D2 itd. stwierdzono, że prędkość chwilowa bezpośrednio po otwarciu okna wzrosła o $71\div 77\%$, w chwili pełnego otwarcia, gdy $\varphi_w = \varphi''_o$, prędkość minimalna wzrosła o $61\div 63\%$, a w fazie pełnego otwarcia różnica wynosiła $45\div 50\%$. Dokładnie taką samą wartość, tj. $45\div 50\%$, ma różnica pomiędzy średnicą podziałową D_{it} w jednostkach dużych i małych. Przy założonym identycznym kącie nachylenia tarczy oporowej γ o tyle zatem większy jest skok tłoczka i jego prędkość liniowa v_{it} . Większy przyrost prędkości przepływu cieczy w fazach początkowych otwierania się okna wynika natomiast z wolniejszego otwierania się okien w dużych jednostkach (por. rozdział 3.2.2). Różnice pomiędzy jednostkami A1 i C1, A2 i C2 oraz A3 i C3, charakteryzującymi się identyczną wartością współczynnika ε_r , są stałe i niezależne od wartości ε_r . Podobna zależność obowiązuje także dla odpowiadających sobie jednostek B i D (wyposażonych w 9 tłoczków).

4.1.2. Chwilowa prędkość przepływu w rozrządzie czołowym z oknami okrągłymi

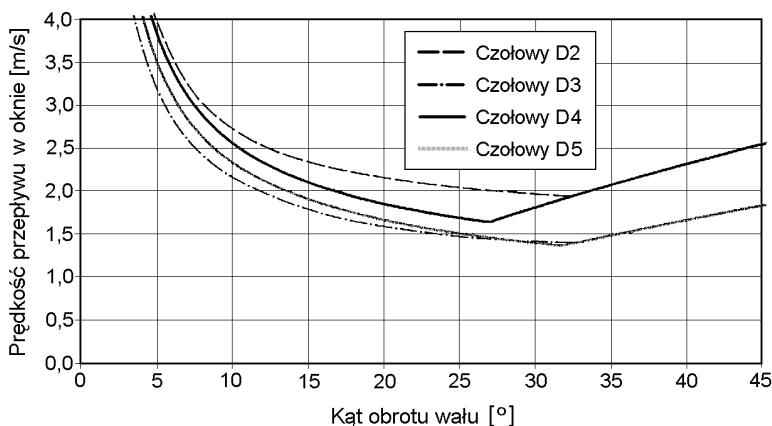
Kolejnym etapem prac było wyznaczenie przebiegów zmian prędkości w mechanizmie o oknach okrągłych. Oparto się przy tym na zaprezentowanych w rozdziale 3.2.3 przebiegach zmian powierzchni otwartej takich okien.

Rysunek 4.3 przedstawia zmiany chwilowej uśrednionej prędkości przepływu w oknach mechanizmu jednostek A4 i A5 (dane charakterystyczne jednostek zawiera tablica 3.4). Dla porównania naniesiono także przebiegi uzyskane dla jednostek A2 i A3 z oknami podłużnymi o tej samej powierzchni (dane w tablicy 3.2). W przypadku okien o mniejszej

powierzchni (współczynnik $\varepsilon_i = 0,5$) okno okrągłe (A4) otwiera się szybciej od podłużnego (A2), czego wynikiem jest wyraźnie niższa prędkość w trakcie otwierania okna. Wartość minimalna prędkości spadła z 1,34 m/s do 1,15 m/s, a zatem o 15%. Po osiągnięciu przez oba okna stanu pełnego otwarcia prędkości zrównują się, co wynika oczywiście z jednakowej powierzchni okien. Stan ten trwa aż do momentu, w którym okno zaczyna się zamykać.



Rys. 4.3. Chwilowe prędkości przepływu dla rozrządu czołowego z oknami o różnym kształcie. Jednostka A (20 cm³/obr., 7 tłoczków), prędkość 1500 obr./min



Rys. 4.4. Chwilowe prędkości przepływu dla rozrządu czołowego z oknami o różnym kształcie. Jednostka D (80 cm³/obr., 9 tłoczków), prędkość 1500 obr./min

Odmienne natomiast zmiana kształtu okna wpłynęła na przebiegi zmian prędkości w oknach dużych ($\varepsilon_i = 0,7$). W przypadku tym okno okrągłe (A5) otwiera się wolniej od podłużnego (A3) w fazie początkowej (patrz rys. 3.8), w wyniku czego prędkość w oknie okrągłym jest niższa, a maksymalna różnica sięga ok. 10%. W miarę otwierania się obu okien różnice między nimi zanikają co prowadzi do praktycznego zrównania się prędkości minimalnej – ok. 0,95 m/s. W fazie pełnego otwarcia prędkości są dla obu okien też jednakowe.

Dokładnie takie same rezultaty uzyskano, porównując uśrednione prędkości chwilowe w oknach o różniącym się kształcie dla pozostałych jednostek typu B, C i D. Widać to na przykładowym rysunku 4.4. Zmiana kształtu okna z podłużnego „nerkowatego” na okrągłe przynosi zatem korzyści tylko dla okien o mniejszej powierzchni.

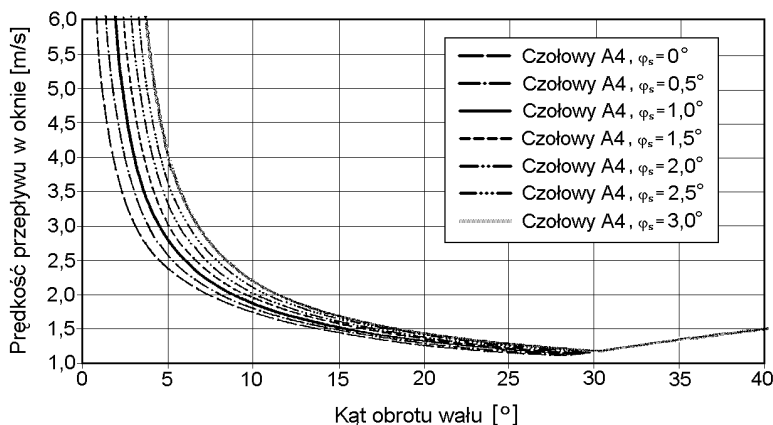
4.1.3. Wpływ kąta zaślepienia komory cylindrowej na chwilową prędkość przepływu w oknie rozrządu czołowego

Kolejnym czynnikiem wpływającym na prędkość przepływu w otwierającym się oknie rozrządu jest kąt zaślepienia komory cylindrowej. W dotychczasowych rozważaniach zakładano stałą wartość tego kąta $\varphi_s = 1^\circ$. W rzeczywistości może on przyjmować rozmaite wartości większe od zera (rozdział 2.1.1). Zwiększanie lub zmniejszanie wartości kąta φ_s powoduje przesunięcie w fazie procesu otwierania lub zamykania okna, nie zmieniając jego przebiegu (punkt 3.2.3). Takie przesunięcie fazowe funkcji $\varepsilon_t(\varphi_w)$ względem $Q_k(\varphi_w)$ pociąga za sobą poważne zmiany prędkości przepływu $v_Q(\varphi_w)$. Można ją obliczyć z zależności:

$$v_Q(\varphi_w) = \frac{Q_k(\varphi_w)}{A_o \cdot \varepsilon_t(\varphi_w + \psi_s)}, \quad (4.3)$$

gdzie: ψ_s – kąt przesunięcia fazowego funkcji otwarcia okna $\varepsilon_t(\varphi_w)$ wywołanego zmianami kąta zaślepienia komory φ_s .

W spotykanym najczęściej przypadku symetrii zjawiska zaślepienia względem zwrotnych położen tloczka $\psi_s = \varphi_s/2 - 0,5^\circ$ (uwzględniając, że wszystkie analizowane przebiegi $\varepsilon_t(\varphi_w)$ uzyskano przy założeniu $\varphi_s = 1^\circ$).



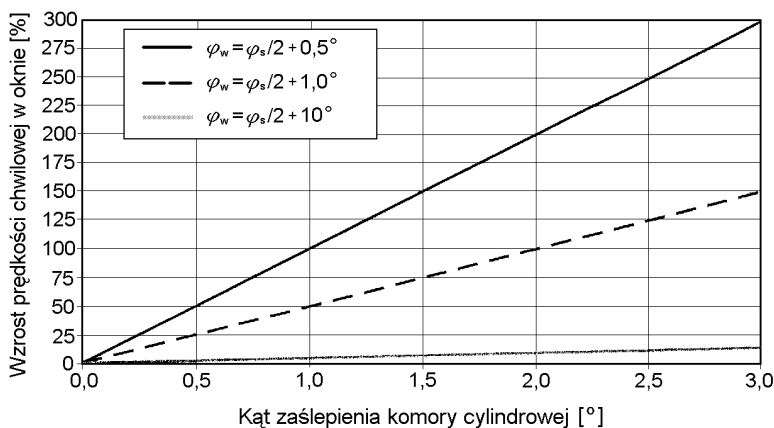
Rys. 4.5. Wpływ kąta zaślepienia komory na prędkości chwilowe w oknie jednostki A4.
Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

Wpływ kąta zaślepienia na przebieg zmian prędkości przepływu w oknie przebadano dla najkorzystniejszych wersji rozrządu czołowego w poszczególnych jednostkach. Stwierdzono przy tym, że ani liczba tloczków, ani kształt okna, czy jego wielkość, nie mają dużego wpływu na uzyskiwane wyniki. Znaczenia nie ma też wielkość analizowanej maszyny. Na rysunku 4.5 pokazano przykładowe rezultaty analiz uzyskane dla jednostki typu A4

(20 cm³/obrót) o współczynniku względnej powierzchni okrągłego okna równym 0,5 i 7 tłoczkach. Wartość kąta zaślepienia φ_s zmieniano w przedziale 0÷3° ze skokiem 0,5°, zakładając przy tym symetryczny przebieg tego zjawiska. Oznacza to, że wartości kątów charakterystycznych są zgodne z równaniami 3.5÷3.7. Prawie identyczne rezultaty uzyskano, zmieniając zarówno wielkość pompy, kształt okien jak też współczynniki $\varepsilon_i = 0,7$ i n_{it} .

Jak widać, zmiany kąta zaślepienia mają duży wpływ na prędkości przepływu uzyskiwane w fazie początkowej ($\varphi_w < 5^\circ$). Wpływ ten jednak szybko maleje w miarę otwierania się okna i przy kątach obrotu wału przekraczających 15° różnice pomiędzy skrajnymi przypadkami spadają poniżej 10%. W chwili gdy okno otwiera się w pełni, a prędkość przepływu osiąga minimum, różnice te praktycznie zanikają i stan ten trwa aż do chwili, gdy okno zaczyna się zamykać. W fazie zamykania zaobserwowane zjawiska zachodzą w odwrotnej kolejności.

Celem dokładniejszego przyjrzenia się temu zjawisku dokonano porównania prędkości chwilowej, jaką poszczególne wersje rozrządu osiągają w trzech momentach charakterystycznych. Chcąc porównać prędkości w identycznych fazach otwarcia okna (identyczny kształt i pole powierzchni części otwartej okna), należy wyeliminować wpływ zmieniającego się kąta zaślepienia na przebieg tego zjawiska. Punktem odniesienia muszą być zatem wartości kąta początku otwarcia okna φ_o charakteryzujące poszczególne zestawy parametrów. Dodając do nich pewną stałą wartość ϕ_{ch} , otrzymujemy wartości kąta obrotu wału odpowiadające we wszystkich przypadkach tej samej fazy otwarcia okna. Pierwszy z momentów charakterystycznych zdefiniowany jest wartością kąta ϕ_{ch1} wynoszącą 0,5°, mamy zatem do czynienia z początkową fazą otwierania się okna. Kolejne dwie fazy wyznaczone są przez wartości: $\phi_{ch2} = 1^\circ$ oraz $\phi_{ch3} = 10^\circ$. Uzyskane rezultaty pokazano na rys. 4.6. Godny podkreślenia jest fakt, że pokazane tam rezultaty odnoszą się do wszystkich analizowanych wersji rozrządu. Uzyskiwane przez nie prędkości różniły się między sobą, lecz ich przyrosty wywołane zmianami kąta zaślepienia były zawsze takie same.



Rys. 4.6. Wpływ zmian kąta zaślepienia na prędkości przepływu w charakterystycznych momentach otwarcia okna rozrządu

Związek między przyrostem prędkości chwilowej w oknie a kątem zaślepienia jest w przybliżeniu liniowy, najwyraźniejszy w fazie początkowej ($\phi_{ch} = 0,5^\circ$), słabnący w miarę wzrostu kąta obrotu wału. Wynika to z faktu, że funkcja $\sin \varphi_w$, opisująca kinematykę tłoczka i chwilową wydajność komory, ma dla małych kątów φ_w charakter zbliżony do

liniowego. Kąt nachylenia poszczególnych charakterystyk jest przy tym w przybliżeniu odwrotnie proporcjonalny do kąta opisującego fazę otwarcia okna. I tak, przyrosty występujące w przypadku drugim ($\phi_{ch} = 1^\circ$) są dwukrotnie niższe niż w pierwszym ($\phi_{ch} = 0,5^\circ$). Różnica pomiędzy przypadkiem trzecim ($\phi_{ch} = 10^\circ$) a pierwszym jest natomiast dwudziestokrotna. Uzyskany rezultat można opisać wzorem ważnym dla małych kątów zaślepienia $\varphi_s < 5^\circ$:

$$\Delta v_Q \cong \frac{\varphi_s}{2 \cdot \phi_{ch}} \cdot 100\%, \quad (4.4)$$

gdzie: Δv_Q – procentowy przyrost prędkości chwilowej w oknie, wywołany wzrostem kąta zaślepienia komory od zera do wartości φ_s i zachodzący w chwili, gdy wał maszyny przyjmuje położenie katowe $\varphi_w = \varphi'_o + \phi_{ch}$.

Wzór 4.4 jest ważny w przypadku symetrycznego przebiegu zjawiska zaślepienia. Przy niesymetrycznym położeniu kanałów kolektora w wyniku obowiązywania zależności 3.16 przybiera on postać:

$$\Delta v_Q = \frac{2 \cdot x'_{mo} - l_o}{D_o \cdot \phi_{ch}} \cdot 100\%. \quad (4.5)$$

Wzrost kąta zaślepienia ma wysoce niekorzystny wpływ na prędkości przepływu w początkowej fazie otwierania i końcowej fazie zamykania się okna. Prowadzi to do wzrostu oporów przepływu generowanych przez mechanizm rozrządu, a w efekcie do pogorszenia sprawności ciśnieniowej maszyny i gorszego napełniania komór cylindrowych pompy w fazie ssawnej.

4.2. Rozrząd sterowany krzywką

Wydajność chwilowa komory cylindrowej w jednostce z rozrządem krzywkowym zmienia się według tej samej funkcji co dla jednostek z rozrządem czołowym. Wynika to z identycznej kinematyki tłoczków. Jedyna różnica polega na tym, że w każdej komorze znajdują się dwa tłoczki. Należy więc zsumować przepływy generowane przez oba tłoczki. W najprostszym przypadku, gdy tłoczki mają identyczne wymiary i trajektorie nieprzesunięte w fazie względem siebie, można zapisać:

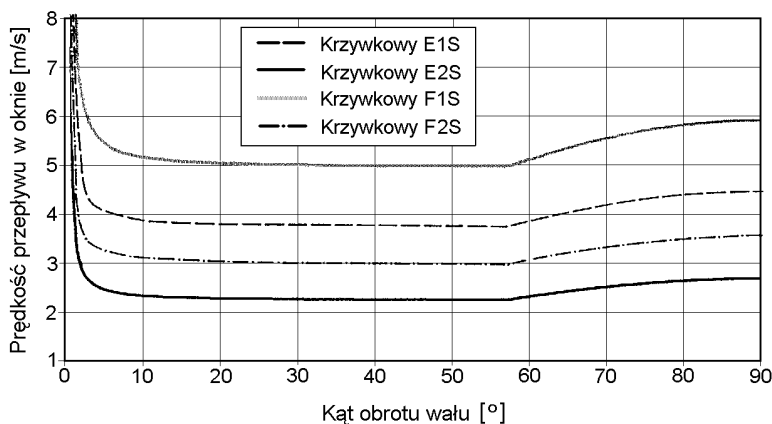
$$Q_k = A_{tl} \cdot D_{tl} \cdot tg\gamma \cdot \omega \cdot \sin\varphi_w. \quad (4.6)$$

Przypadki różniące się trajektorii obu tłoczków przeanalizowano w rozdziale 5.1.2. Celem zapewnienia porównywalnych rezultatów, wszystkie analizy dla rozrządu krzywkowego prowadzono przy założeniu identycznej jak poprzednio prędkości obrotowej 1500 obr./min. Zaprezentowane poniżej przebiegi zmian chwilowej uśrednionej prędkości przepływu w oknie rozrządu sterowanego krzywką wyznaczono, korzystając z przedstawionych w rozdziale 3.3 przebiegów funkcji otwarcia okna uzyskanych dla różnych wersji takiej maszyny.

4.2.1. Chwilowa uśredniona prędkość przepływu w oknie wersji podstawowej rozrządu krzywkowego

W pierwszej kolejności analizie poddano jednostki E1S, E2S, F1S i F2S, których podstawowe parametry konstrukcyjne zamieszczono w tablicy 3.5. Uzyskane przebiegi zmian prędkości chwilowej w oknie pokazano na rys. 4.7. Porównując te rezultaty z po-

krywającymi się idealnie przebiegami zmian współczynnika otwarcia okna (rys. 3.12) widać, że wartości prędkości w oknie dla poszczególnych jednostek różnią się, i to znacznie. Przyczyną tego jest zróżnicowanie dwóch parametrów: współczynnika względnej powierzchni okna (powierzchnia okien w jednostkach E1S i F1S jest o 40% mniejsza niż dla E2S i F2S) oraz prędkości liniowej tłoczków. Prędkość ta jest zależna od średnicy podziałowej tłoczków D_p (oraz od kąta nachylenia tarcz γ), jest zatem w przypadku jednostek F wyższa o 30% niż dla E. Identyfikacyjny przebieg funkcji otwarcia okna powoduje natomiast, że wszystkie uzyskane krzywe mają ten sam charakter. Dla dowolnej przyjętej wartości kąta obrotu wału stosunek prędkości w oknach badanych jednostek jest stały i wynosi: 1,66 : 1,00 : 2,17 : 1,30, odpowiednio dla E1S, E2S, F1S i F2S.



Rys. 4.7. Chwilowa uśredniona prędkość przepływu w oknach rozrządu sterowanego krzywką przy prędkości 1500 ob./min

W porównaniu z wynikami uzyskiwanymi przez rozrząd czołowy uwagę zwraca stałość prędkości w przedziale kątów obrotu: $15^\circ < \varphi_w < 57^\circ$. Jest to wynikiem faktu, że w przedziale tym zarówno funkcja otwarcia okna, jak i funkcja chwilowej wydajności komory cylindrowej mają taki sam sinusoidalny charakter.

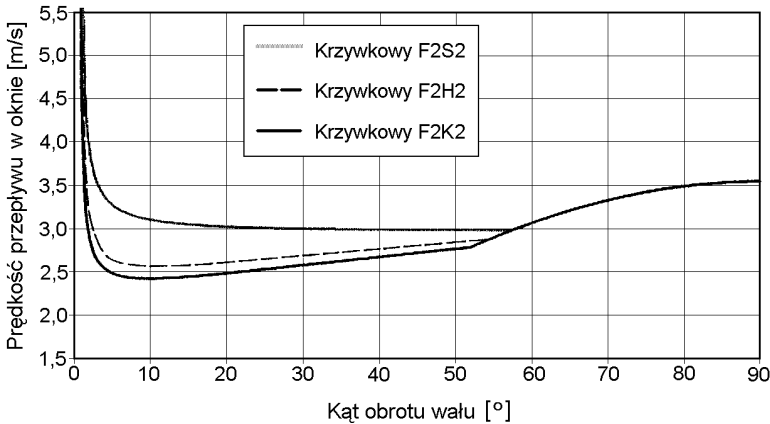
Zaprezentowane powyżej rezultaty pozwalają stwierdzić, że w miarę wzrostu wielkości pompy lub silnika powinna rosnąć także wartość współczynnika względnej powierzchni okna. O ile w małych jednostkach okna o $\varepsilon_t = 0,3$ sprawują się dobrze, o tyle w dużych wartość ta powinna wzrastać proporcjonalnie do średnicy podziałowej tłoczków. Uwaga ta w równym stopniu dotyczy rozrządu czołowego i krzywkowego.

4.2.2. Wpływ zarysu krzywki i jego amplitudy na prędkość chwilową w oknie

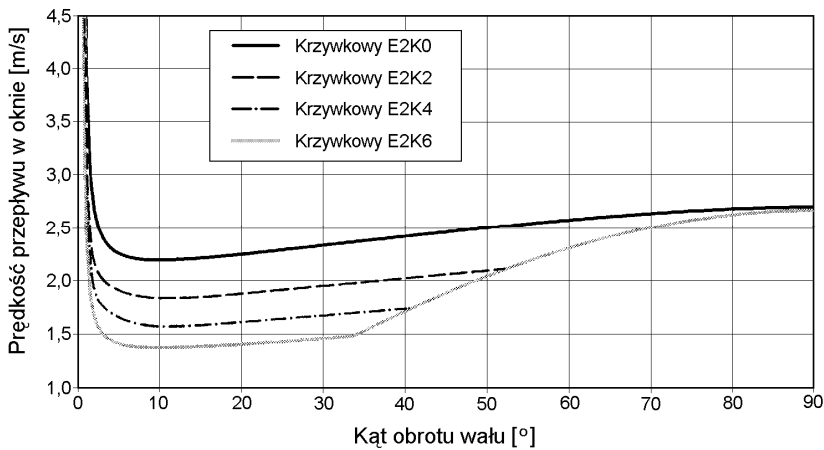
Wpływ zarysu krzywki przeanalizowano dla jednostek E2 i F2, biorąc do porównań zarysy sinusoidalny S, kombinowany K3 i hiperboliczny H100 o tej samej amplitudzie wynoszącej $120\% \cdot b_o$. Wyniki uzyskane przez jednostkę większą pokazano na rysunku 4.8.

Zarysy kombinowany i hiperboliczny pozwalają jak widać na obniżenie prędkości przepływu w całym czasie otwierania się okna w porównaniu z sinusoidalnym. Obniżka ta jest przy tym najwyraźniejsza we wczesnej fazie otwierania, kiedy to sięga 30%. Zarys K3 daje rezultaty nieco korzystniejsze od zarysu H100, różnica między nimi nie przekracza jednak nigdy 6%. Po osiągnięciu fazy pełnego otwarcia okna prędkość uzyskiwana przez

poszczególne mechanizmy dla jednostki o danej wielkości jest taka sama. Wynika to oczywiście z identycznej powierzchni otwartego okna w porównywanych mechanizmach. Wielkość rozpatrywanej maszyny nie ma przy tym praktycznie żadnego wpływu na kształty przebiegów. Różnią się natomiast wartości uzyskiwanej prędkości, przy czym różnica pomiędzy jednostką E i F jest stała i wynosi we wszystkich przypadkach 30%. Wynika to z opisaną powyżej różnicy prędkości liniowej osiągniętej przez tłoczki w tych maszynach.



Rys. 4.8. Chwilowe prędkości przepływu w oknach rozrządu jednostki F2 sterowanego krzywkami o różnym zarysie przy prędkości 1500 obr./min



Rys. 4.9. Wpływ amplitudy zarysu krzywki sterującej na prędkość przepływu w oknie.
Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

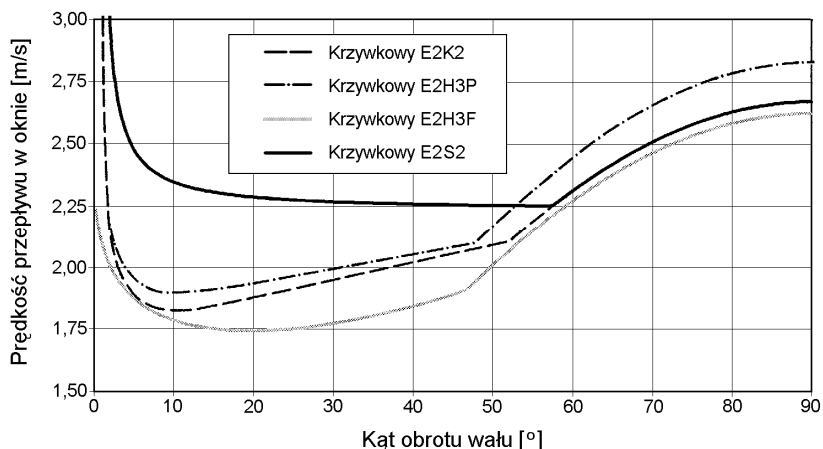
Kolejnym parametrem konstrukcyjnym, wpływającym na prędkość przepływu w oknie jest amplituda zarysu krzywki. Analizie poddano jednostkę E2 wyposażoną w krzywkę o zarysie K3. Parametry konstrukcyjne czterech wersji oznaczonych jako E2K0, E2K2, E2K4 i E2K6 zawiera tablica 3.6, a uzyskane dla nich przebiegi zmian prędkości przepływu pokazano na rys. 4.9. Zgodnie z oczekiwaniami wzrost amplitudy przyspiesza proces

otwierania okna i powoduje zmniejszenie prędkości przepływu w czasie otwierania. Spadek prędkości jest w trakcie otwierania stały (poszczególne krzywe są w tym obszarze równoległe do siebie). Wpływ amplitudy zanika w chwili pełnego otwarcia okna, następuje ono jednak tym później, im jest ona mniejsza. W przypadku gdy amplituda równa jest szerokości okna b_o (E2K0), okno otwiera się w pełni dopiero gdy $\varphi_w = 90^\circ$ (i w tej samej chwili zaczyna się zamykać). Zmniejszenie amplitudy poniżej b_o jest możliwe, oznacza to jednak, że okno w takim mechanizmie nigdy w pełni się nie otworzy, a prędkość przepływu będzie jeszcze wyższa niż dla wersji E2K0. Wpływ zmian amplitudy zarysu na przebiegi prędkości w dużej jednostce F miał identyczny charakter, przy czym uzyskane wartości prędkości przepływu były jak zwykle większe o 30%.

4.2.3. Wpływ kształtu okna na chwilową prędkość przepływu

Zgodnie z rezultatami uzyskanymi w rozdziale 3.3.4 wprowadzono do rozważań jednostki E2H3P i E2H3F o rzeczywistym kształcie okien, uwzględniającym wymagania konstrukcyjne i technologiczne. W jednostkach tych zastosowano także krzywkę H100 o amplitudzie zarysu $s_r = 1,3b_o$ zapewniającą korzystny przebieg funkcji otwarcia (patrz rys. 3.18) i jednoczesną minimalizację sił działających na elementy mechanizmu rozrządu. Parametry konstrukcyjne charakteryzujące obie te jednostki zawarto w tabelicy 3.7.

Rysunek 4.10 pokazuje uzyskane dla nich przebiegi zmian prędkości. Dla porównania pokazano też przebiegi charakteryzujące wersje E2S2 i E2K2 z oknem dotychczasowym. W porównaniu z oknem podstawowym wersji E2K2, okno prostokątne P wykonane frezem tarczowym ma mniejszą powierzchnię całkowitą. Powoduje to widoczny w całym obszarze wzrost prędkości przepływu. Dla okna w pełni otwartego przyrost ten jest stały (o 5,1%) i równy co do wartości różnicy powierzchni obu okien.



Rys. 4.10. Prędkości przepływu dla okien o różnych kształtach w jednostce E2.
Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

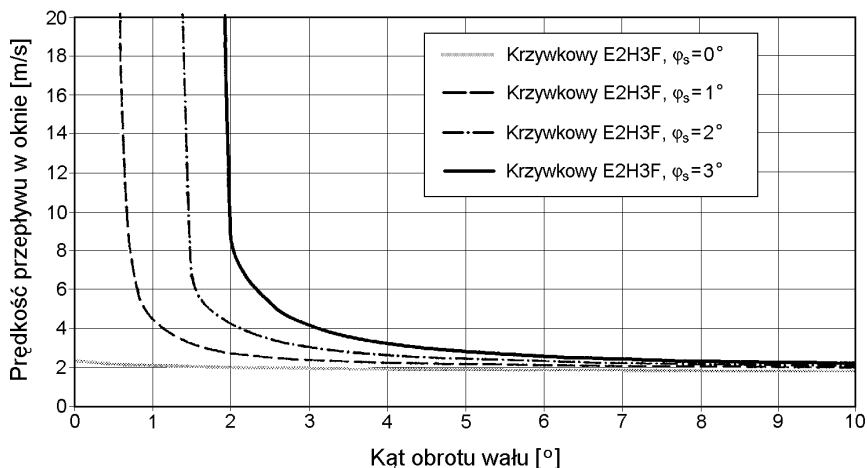
Okno wykonane frezem palcowym w wersji E2H3F ma większą długość od okna przyjętego dla wersji podstawowej, i pomimo zaokrąglonych końców jego powierzchnia jest o prawie 2% większa (patrz rozdział 3.3.4). O tyle samo spada więc prędkość przepływu w chwili, gdy okno to jest w pełni otwarte. Odmienny kształt powoduje też zmianę kształtu

charakterystyk w obszarze otwierania się okna. Przy porównaniu między sobą kolejnych wersji rozrządu, widać wyraźną przewagę jednostki E2H3F nad wszystkimi pozostałymi w całym przedziale zmian kąta φ_w . Wersja podstawowa z krzywą sinusoidalną E2S2 zdecydowanie ustępuje pozostałym, a różnica pomiędzy nią a E2H3F przekracza miejscami 30%.

Analizę powyższą powtórzono dla jednostki dużej F2, uzyskując bardzo zbliżone rezultaty. Zmniejszyły się jedynie wartości procentowych różnic pomiędzy poszczególnymi jednostkami. Jest to spowodowane tym, że różnice pomiędzy powierzchnią poszczególnych okien są w przypadku jednostki F znacznie mniejsze (por. tablica 3.7). Opierając się na zaprezentowanych wynikach, w obu przypadkach za najlepszą należy uznać wersję mechanizmu rozrządu z oknem F wykonanym frezem palcowym.

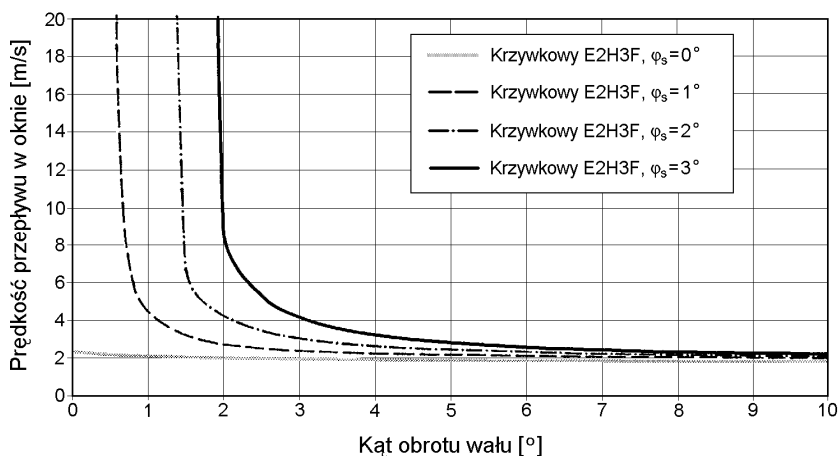
4.2.4. Wpływ wartości kąta zaślepienia komory na chwilową prędkość przepływu

Analizując wpływ zmian kąta zaślepienia komory cylindrowej na przebieg procesu otwierania okna rozrządu, przeprowadzono obliczenia dla tych samych co w rozdziale 3.3.5 jednostek E2S2 i E2H3F. Przyjęto też identyczny przedział zmian wartości kąta zaślepienia $\varphi_s = 0\div 3^\circ$. Większe wartości tego kąta nie mają bowiem żadnego uzasadnienia technicznego. W przypadku rozrządu sterowanego krzywą sinusoidalną E2S2, dla zerowej wartości kąta zaślepienia uzyskano idealnie płaski przebieg zmian prędkości w otwierającym się oknie. Wynika to z faktu, że powierzchnia otwarta okna rośnie według dokładnie tej samej zależności, co prędkość tłoczków. Zmiany prędkości przepływu następują dopiero od momentu całkowitego otwarcia okna. Wzrost kąta zaślepienia powyżej 0° miał stosunkowo niewielki wpływ na wartości współczynnika otwarcia okna (por. rys. 3.19). Zmiany te mają jednak duży wpływ na prędkość przepływu cieczy roboczej w oknie, stwierdzono bowiem gwałtowny przyrost prędkości w początkowej fazie otwierania (nawet powyżej 100 m/s). Prędkość ta jednak szybko spada, a w obszarze kątów φ_w od ok. 20° do chwili pełnego otwarcia okna jej wartość jest praktycznie stała i w niewielkim tylko stopniu zależna od kąta zaślepienia. W obszarze pełnego otwarcia okna przebiegi pokrywają się w pełni.



Rys. 4.11. Wpływ zmian kąta zaślepienia komory cylindrowej na prędkość przepływu w oknie jednostki E2H3F. Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

Rezultaty uzyskane przez jednostkę E2H3F pokazano na rysunkach 4.11 i 4.12. Jak widać wpływ zmian kąta zaślepienia komory na prędkość przepływu jest podobny, jak w jednostce E2S2. Opóźnienie chwili, w której okno zaczyna się otwierać, skutkuje gwałtownym przyrostem prędkości w fazie początkowej. Widać to wyraźniej na rys. 4.12, przedstawiającym szczegółowo przebieg zmian prędkości w tej fazie. Jest ona jednak dla każdego przypadku niższa od prędkości uzyskiwanych przez mechanizm E2S2 (w trakcie otwierania się okna). Niewielkiej zmianie uległ przy tym kształt uzyskanych charakterystyk (dla $\varphi_s = 0$ nie jest on już idealnie liniowy). Przy konstruowaniu rozrządu sterowanego krzywką należy zatem dążyć do minimalizacji kąta zaślepienia, a więc do jak najmniejszej różnicy pomiędzy szerokością mostka rozrządczego b_m a szerokością okna b_o .



Rys. 4.12. Zmiany prędkości przepływu wywołane zmianami kąta zaślepienia komory w fazie początkowej otwierania okna jednostki E2H3F. Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

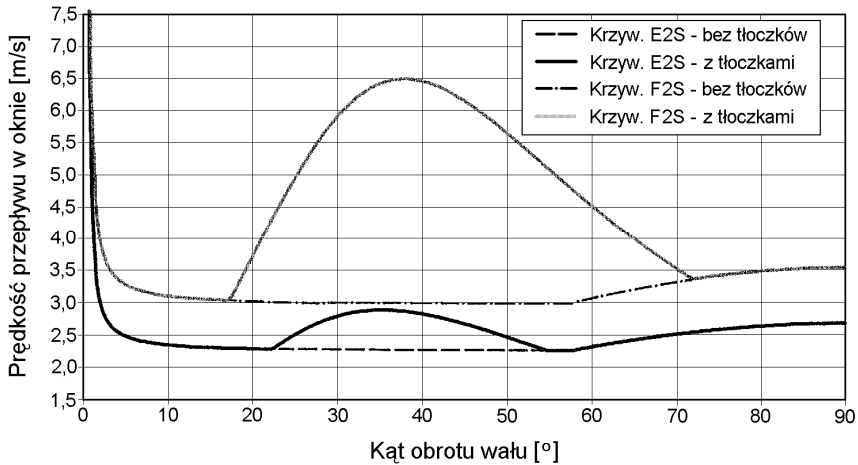
4.3. Wpływ kształtu i położenia tłoczków na prędkość przepływu cieczy przez mechanizm rozrządu krzywkowego

W rozdziale 3.3.6 przedstawiono zjawisko przesłaniania okna rozrządu krzywkowego przez końce tłoczków. Zjawisko to może spowodować chwilowy spadek (niekiedy znaczny) powierzchni otwartej okna. Jest oczywiste, że spowoduje ono także miejscowy wzrost prędkości przepływu w przesłoniętym przez tłoczek kanale. Przyjmując identyczne, jak w rozdziale 3, założenia dotyczące kształtów i wymiarów współpracujących elementów, przeprowadzono analizę powyższego zjawiska, biorąc przy tym pod uwagę najbardziej przeważone w danej chwili miejsce na długości kanału, którym płynie ciecz (por. rys. 3.24). Obliczenia prowadzono, zakładając prędkość obrotową wirnika 1500 obr./min. Powrócono też do pierwotnego założenia wartości kąta zaślepienia komory φ_s , wynoszącej 1° .

4.3.1. Zjawisko przesłaniania okna rozrządu przez końce tłoczków

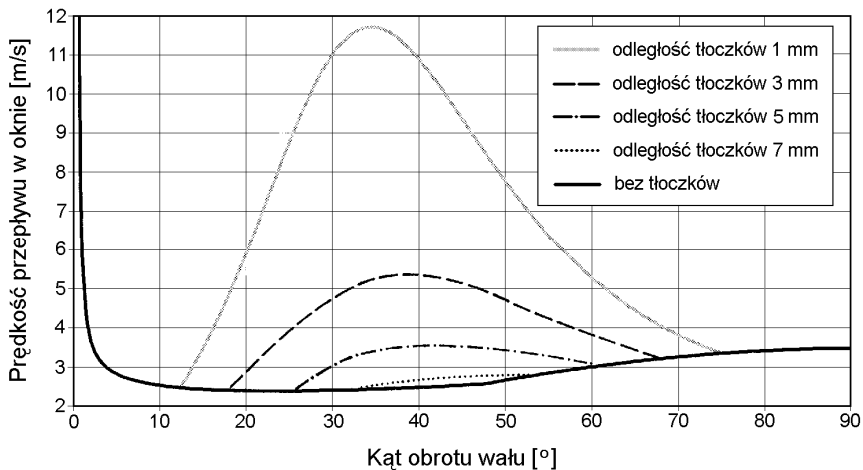
Przypadek, w którym tłoczki zakończone są płasko, a najmniejsza odległość między nimi wynosi 1 mm, pokazano na rys. 4.13. Przebiegi zmian prędkości uzyskane dla jednostek podstawowych E2S i F2S porównano z przebiegami nieuwzględniającymi istnienia tłoczków.

Dla jednostki E2S o wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ zjawisko przesłaniania jest stosunkowo nieszkodliwe. W szczytowym jego momencie prędkość przepływu wzrasta z 2,25 do 2,9 m/s, a zatem o 29%. Prędkość ta jest przy tym zbliżona do maksymalnej wartości charakteryzującej okno w pełni otwarte, gdy $\varphi_w = 90^\circ$, wynoszącej 2,7 m/s. W jednostce F2S $-80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ przy takich samych założeniach wstępnych wpływ zjawiska przesłaniania jest



Rys. 4.13. Wpływ zjawiska przesłaniania okna przez końce tłoczków dla jednostek o różnej wielkości

dużo groźniejszy. Prędkość przepływu, wynosząca w czasie otwierania okna 3,0 m/s, wzrosła po uwzględnieniu tłoczków do 6,5 m/s. Wzrost jest zatem ponaddwukrotny i przewyższa on znacznie maksymalną wartość dla okna otwartego w pełni (3,55 m/s). Konieczna jest zatem eliminacja lub przynajmniej ograniczenie powyższego zjawiska.



Rys. 4.14. Wpływ odległości pomiędzy końcami tłoczków c_t na prędkość przepływu

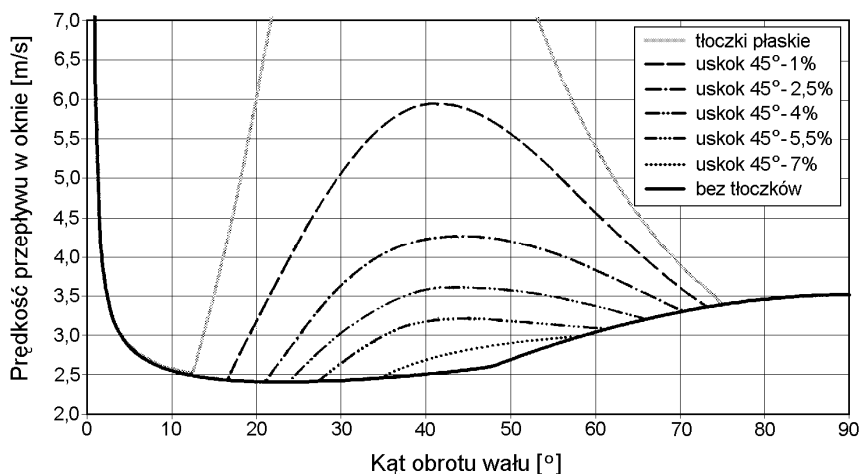
Ze względu na uzyskane rezultaty, dalszą analizę zjawiska ograniczono do większej jednostki F. Analizie poddano wersję docelową F2H3F (tablica 3.7), a jej rezultaty pokazano na rys. 4.14. Minimalną odległość pomiędzy tłoczkami zwiększano od 1 do 7 mm, dla porównania naniesiono także przebieg nieuwzględniający istnienia tłoczków.

Uzyskane przebiegi wskazują, że w jednostce F2H3F zjawisko przesłaniania jest jeszcze groźniejsze niż w analizowanej poprzednio jednostce F2S. Dla kąta $\varphi_w = 34,5^\circ$ prędkość przepływu przy identycznym jak powyżej założeniu $c_{II} = 1$ mm wzrosła prawie pięciokrotnie z 2,43 do 11,72 m/s! W miarę zwiększania odległości między tłoczkami, przebiegi prędkości ulegają spłaszczeniu. Całkowita eliminacja zjawiska przesłaniania wymagałaby zwiększenia c_{II} do ok. 7,5 mm (patrz rozdział 3.3.6.2). Obserwując rezultaty pokazane na rys. 4.14, można jednak zauważyć, że już dla $c_{II} = 5$ mm szczytowe wartości prędkości w punktach $\varphi_w = 42^\circ$ i $\varphi_w = 90^\circ$ są praktycznie takie same. Dalsze oddalanie tłoczków nie przyniesie więc istotnych rezultatów, spowoduje natomiast przyrost szkodliwej przestrzeni martwej. Zwiększenie odległości pomiędzy tłoczkami do 5 mm oznacza, że objętość przestrzeni martwej musiałaby wzrosnąć do ok. 19% objętości skokowej komory.

4.3.2. Wpływ kształtu zakończeń tłoczków na chwilową prędkość przepływu

W rozdziale 3.3.6.2 przeanalizowano wpływ kształtu końcówki tłoczka na przebieg zjawiska otwarcia okna. Bazując na tych rezultatach, można stwierdzić, jak zmiana kształtu zakończenia tłoczka wpływa na prędkość przepływu w utworzonym w ten sposób oknie. Prezentowaną tu analizę ograniczono przy tym do najkorzystniejszego przypadku uskoku 45° i do jednostek: małej E2H3F i dużej F2H3F.

W przypadku jednostki E2H3F uzyskiwane prędkości przepływu są na tyle niskie, że można dopuścić jej pracę nawet z tłoczkami o płaskim zakończeniu. Podtoczenie odpowiadające przyrostowi przestrzeni martwej o 1% gwarantuje natomiast zrównanie prędkości przepływu w chwili maksymalnego przesłonięcia ($\varphi_w = 39^\circ$) z maksymalną prędkością w całkowicie otwartym oknie ($\varphi_w = 90^\circ$). Dalszy wzrost wielkości podtoczenia nie jest zatem konieczny, a całkowita objętość martwa wyniesie w takim przypadku 12,2% objętości skokowej.



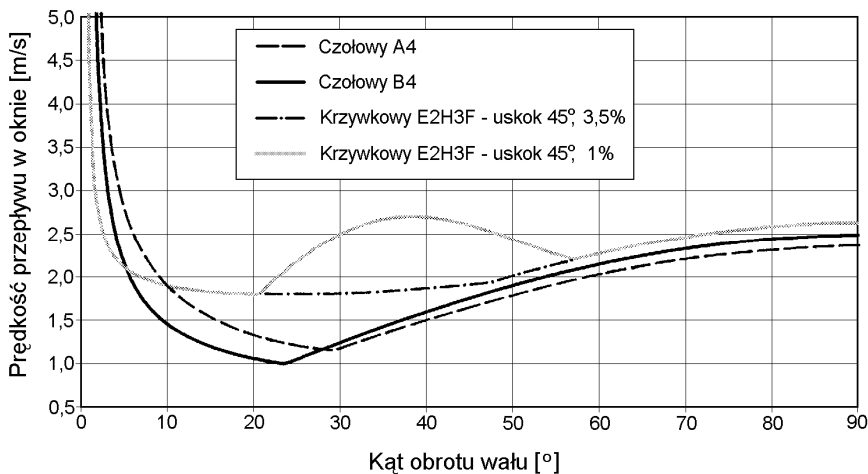
Rys. 4.15. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na prędkość przepływu w oknie jednostki F2R2. Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

Wyniki uzyskane dla jednostki większej pokazano na rys. 4.15. Zgodnie z rezultatami uzyskanymi w rozdziale 3.3.6.2 zjawisko przesłaniania ma poważniejszy wpływ na wartości prędkości chwilowej. W przypadku płaskiego zakończenia tłoczków uzyskany przebieg jest identyczny z pokazanym na rys. 4.14, a jego maksimum dla $\varphi_w = 34,5^\circ$ sięga 11,72 m/s, co jest wielkością niedopuszczalną. Zrównanie prędkości w chwili maksymalnego przesłonięcia z maksymalną prędkością w oknie otwartym następuje dopiero, gdy tłoczki są zakończone uskokiem 45° , zwiększającym przestrzeń martwą o $4\div 5,5\%$ objętości skokowej. Oznacza to, że całkowita objętość przestrzeni martwej wyniesie ok. $13,5\%$ tej objętości.

Niezależnie od wielkości analizowanej maszyny skutki zjawiska przesłaniania dają się zatem stosunkowo łatwo usunąć, przy zachowaniu objętości przestrzeni martwej nie większej niż $13\div 14\%$ objętości skokowej. Jest to wartość ok. $3\div 4$ -krotnie niższa niż w najlepszych porównywalnych jednostkach wielotłoczkowych osiowych, dostępnych w chwili obecnej na rynku (i ok. 10-krotnie niższa niż w jednostkach starszego typu z wydrążonymi tłoczkami). Wynikające z tego korzyści omówiono szczegółowo w rozdziale 5.2 niniejszej pracy.

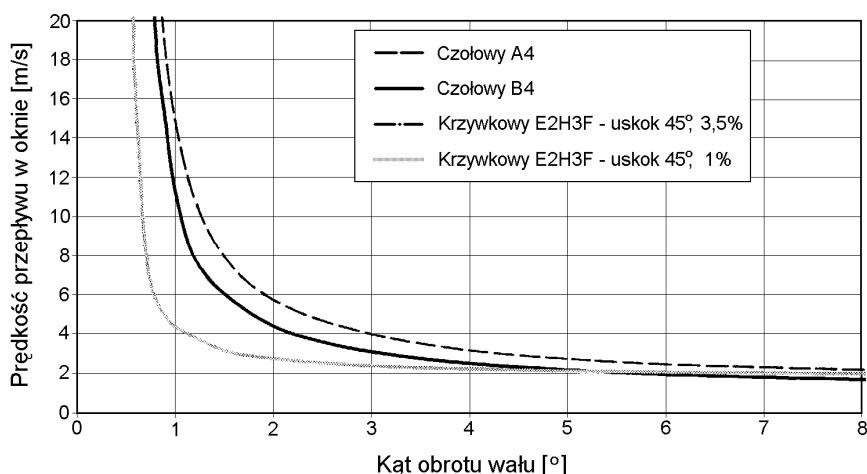
4.4. Porównanie prędkości przepływu w oknach rozrządu czołowego i krzywkowego

Analogicznie do porównań przebiegów procesu otwarcia okna, dokonanych w rozdziale 3.4, porównano prędkości przepływu występujące w oknach jednostek A4, B4, C4 i D4 wyposażonych w rozrząd czołowy i jednostek E2R2 i F2R2 z rozrządem krzywkowym. W pierwszej kolejności porównano jednostki o wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$, a wyniki tego porównania zaprezentowano na rys. 4.16. Jednostkę z rozrządem krzywkowym analizowano w wersjach z uskokiem 45° o wielkości 1% i $3,5\%$. Drugi przypadek eliminuje całkowicie zjawisko przesłaniania okna przez końce tłoczków – tak jakby maszyna nie miała ich w ogóle.



Rys. 4.16. Porównanie prędkości przepływu w oknach jednostek A4, B4 i E2H3F.
Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

Średnica tłoczków d_{tl} i ich powierzchnia przekroju w poszczególnych maszynach różni się, co wynika z odmiennej wartości średnicy podziałowej D_{it} , przy takim samym kącie nachylenia tarcz oporowych γ i założonej identycznej wydajności tych maszyn (por. tablica 3.1). Oznacza to, że przy tym samym założonym współczynniku względnej powierzchni okna ε okna te będą różniły się powierzchnią A_o . W wyniku tego prędkość w fazie pełnego otwarcia okna jest najwyższa w jednostce E2H3F, a w pozostałych jest niższa odpowiednio o 9% (B4) i 13% (A4). Bardziej znaczące różnice możemy jednak zaobserwować w fazie początkowej otwarcia okna. Wynikają one z faktu, że okna rozrządu sterowanego krzywką otwierają się w tej fazie dużo szybciej od okien rozrządu czołowego (por. rys. 3.33). Przy tych samych wartościach chwilowej wydajności poszczególnych komór cylindrowych oznacza to, że prędkość przepływu w oknach rozrządu czołowego musi być dużo wyższa. Widać to dokładnie na rys. 4.17, przedstawiającym przebieg analizowanych zjawisk w fazie początkowej. I tak np. położeniu kątowemu wału maszyny $\varphi_w = 1^\circ$ odpowiadają następujące prędkości przepływu: 14,87 m/s dla jednostki A4, 11,35 m/s dla B4 i 4,36 m/s dla obu wersji jednostki E2H3F.



Rys. 4.17. Porównanie prędkości przepływu w oknach jednostek A4, B4 i E2H3F w fazie początkowej. Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

Analogicznych porównań dokonano też dla jednostek o wydajności $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ – C4, D4 i F2H3F. Ze względu na głębsze przesłanianie okien przez tłoczki w jednostkach dużych do rozważań przyjęto uskok 45° o wielkości kolejno: 5,5% i 7,5%. Uzyskane w ten sposób kształty wykresów i różnice pomiędzy poszczególnymi wersjami są podobne, jak dla jednostek mniejszych. Przebieg fazy początkowej wskazuje jednak na jeszcze wyraźniejszą przewagę rozrządu krzywkowego: prędkość w chwili $\varphi_w = 1^\circ$ dla jednostek C4 i D4 wzrosła o ok. 75% w porównaniu z odpowiadającymi im jednostkami A4 i B4. Tymczasem różnica pomiędzy jednostkami F2H3F i E2H3F sięga zaledwie 35%. Zjawisko to, choć w mniejszej skali, daje się zauważyć w całym przedziale zmienności kąta φ_w (dla $\varphi_w = 90^\circ$ przyrosty prędkości wynoszą: 50% dla C4, 45% dla D4 i 34% dla F2H3F). Odpowiednie ukształtowanie okien i zakończeń tłoczków w jednostce z rozrządem krzywkowym powoduje zatem, że wpływ wielkości maszyny na prędkość przepływu w oknie jest w niej mniej odczuwalny.

4.4.1. Wartość średnia prędkości przepływu

Kształty wyznaczonych przebiegów zmian prędkości przepływu cieczy przez otwierające się okno rozrządu są jak widać mocno zróżnicowane. Chcąc ułatwić porównania pomiędzy poszczególnymi wersjami konstrukcyjnymi, należałoby przypisać każdemu z uzyskanych przebiegów pojedynczy parametr charakteryzujący uzyskane rezultaty. Takim parametrem może być uśredniona w czasie wartość prędkości przepływu w oknie (w dotychczasowych rozważaniach była ona uśredniana na powierzchni otwartej okna). Najprostszym sposobem wyznaczenia poszukiwanej średniej $v_o^{\dot{s}r}$ jest scałkowanie funkcji $v_o(\varphi_w)$, opisującej zmiany prędkości przepływu, w całym rozpatrywanym przedziale otwarcia okna (przyjęcie wartości bezwzględnej funkcji pozwala uniezależnić wynik od kierunku przepływu):

$$v_o^{\dot{s}r} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} |v_o(\varphi_w) d\varphi_w|. \quad (4.7)$$

Zgodnie z założeniami poczynionymi w rozdziale 2.2.1.1, wszystkie rozpatrywane zarysy krzywki sterującej mają w poszczególnych ćwiartkach kąta obrotu kształt symetryczny względem płaszczyzny położeń zwrotnych. Taka sama symetria towarzyszy również wszystkim pozostałym przebiegom: zmian powierzchni otwartej okna, chwilowej wydajności komór cylindrowych czy chwilowej prędkości przepływu w oknie. Ze względu na to, przedział całkowania funkcji $v_o(\varphi_w)$ można ograniczyć do I ćwiartki obrotu wału. W tak określonym przedziale mamy też do czynienia ze stałym kierunkiem przepływu cieczy w oknie. Wzór 4.7 upraszcza się więc do:

$$v_o^{\dot{s}r} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\pi/2} v_o(\varphi_w) d\varphi_w. \quad (4.8)$$

Obliczenia wartości $v_o^{\dot{s}r}$ prowadzono analogicznie jak dotychczasowe obliczenia zjawisk zachodzących w czasie otwierania okna, tj. metodami numerycznymi, wykorzystując arkusz kalkulacyjny Microsoft Excel. Uzyskane w ten sposób wartości średniej prędkości przepływu w oknach wszystkich wersji mechanizmu rozrządu analizowanych w poprzednim rozdziale zestawiono w tablicy 4.1.

Tablica 4.1

Średnia prędkość przepływu w oknach

Wersja rozrządu	$v_o^{\dot{s}r}$ [m/s]
Czołowy A4	2,623
Czołowy B4	2,408
Krzywkowy E2R2 – uskok 45°, 3,5%	2,221
Krzywkowy E2R2 – uskok 45°, 1%	2,443
Czołowy C4	4,221
Czołowy D4	3,826
Krzywkowy F2R2 – uskok 45°, 7,5%	2,979
Krzywkowy F2R2 – uskok 45°, 5,5%	3,139

Uwaga: wszystkie wartości wyznaczono zakładając prędkość obrotową wału maszyny wynoszącą 1500 obr./min

Dla jednostek o wydajności $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ uzyskane wartości v_o^{sr} różnią się nieznacznie między sobą. Dla jednostek $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ różnice sięgają już 40%, co świadczy o możliwości istotnej redukcji strat ciśnienia w jednostce wykorzystującej rozrząd sterowany krzywką – patrz rozdział 4.6.

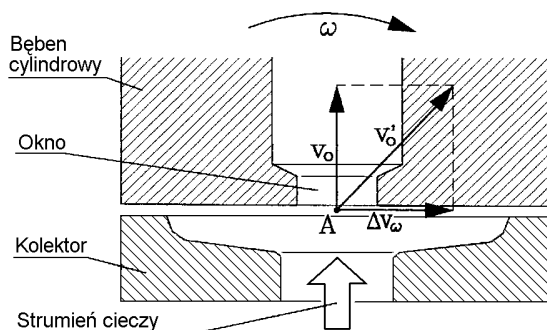
4.5. Wpływ kinematyki elementów rozrządu na prędkość strumienia cieczy

W dotychczasowych rozważaniach prędkość przepływu cieczy roboczej w oknie rozrządu analizowano w układzie współrzędnych związanych z tym oknem. W wypadku gdy okno to wykonuje ruch względem układu współrzędnych związanych z korpusem pompy czy silnika, ruch ten przyczynia się do dodatkowych zmian kierunku i prędkości strumienia cieczy płynącej przez taką jednostkę. Zmiany te wpływają z kolei na wartość wypadkowego przyrostu prędkości strumienia cieczy, a pośrednio także na wartość spadku ciśnienia generowanego przez poszczególne mechanizmy rozrządu. Konieczne jest zatem uwzględnienie powyższego zjawiska w obliczeniach.

4.5.1. Mechanizm rozrządu czołowego

Praktycznie we wszystkich odmianach mechanizmu rozrządu czołowego kolektor z kanałami zbiorczymi jest nieruchomy, bęben cylindrowy wiruje natomiast z prędkością kątową ω . Z tą samą prędkością poruszają się okna rozrządu. Analizując cząsteczkę cieczy A, przechodzącą w danym momencie przez płaszczyznę styku kolektora z bębnem cylindrowym (rys. 4.18), można stwierdzić, że ruch taki wywołuje przyrost prędkości cząstki A o Δv_ω . Wektor tego przyrostu skierowany jest równoległe do płaszczyzny kolektora, a jego wartość w środkowym punkcie okna wynosi:

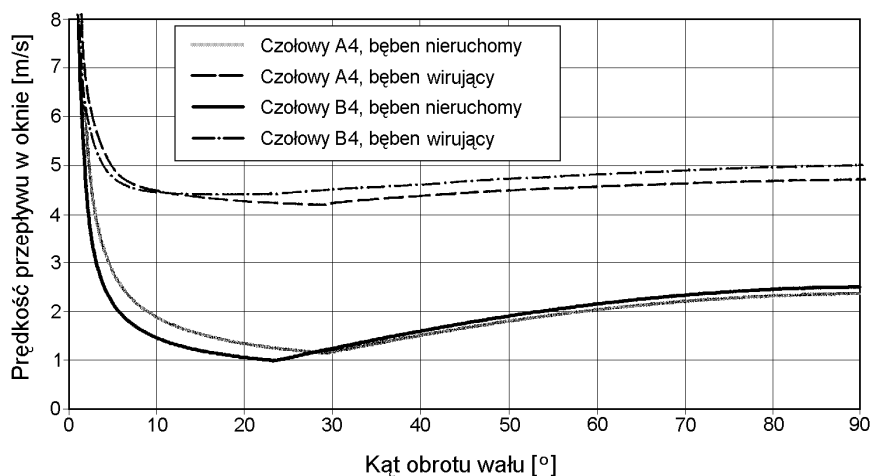
$$\Delta v_\omega = \frac{D_o}{2} \cdot \omega. \quad (4.9)$$



Rys. 4.18. Przyrost prędkości cząsteczki cieczy wywołany ruchem obrotowym bębna cylindrowego

Można przyjąć, że wektor prędkości wywołanej przepływem cieczy w oknie \bar{v}_o , którego wartości określono w rozdziale 4.4, jest skierowany prostopadle do płaszczyzny styku kolektora z bębmem. Jest to jednak uproszczenie, gdyż w warunkach rzeczywistych znaczenie

ma też kształt kanałów łączących „nerki” kolektora z zewnętrznymi gniazdami przyłączeniowymi pompy lub silnika. Kształt ten w wyrobach rozmaitych producentów jest jednak na tyle zróżnicowany, że pełna analiza jego wpływu na kierunek wektora prędkości musiałaby być wielce pracochłonna. Sumując oba wektory prędkości, uzyskujemy wektor wypadkowy \vec{v}'_o . Przebiegi zmian wartości tego wektora uzyskane dla jednostek A4 i B4 pokazano na rysunku 4.19, porównując je z uzyskanymi wcześniej wartościami prędkości w układzie współrzędnych związanych z oknem. Podobnie jak poprzednio przyjęto, że wał maszyny wiruje z prędkością 1500 obr./min. Analizując zmiany wywołane uwzględnieniem obrotowego ruchu bębna, widzimy, że przebiegi prędkości uległy spłaszczeniu. Wzrost prędkości wypadkowej, w fazie początkowej stosunkowo niewielki, w chwili pełnego otwarcia okna ($\varphi_w \cong 23^\circ$) był prawie 4-krotny! W chwili, gdy $\varphi_w = 90^\circ$, różnica między prędkością wypadkową a jej składową prostopadłą do płaszczyzny rozrządu była ponaddwukrotna. Ponieważ obie prędkości składowe są wprost proporcjonalne do prędkości kątowej wału, powyższe proporcje są stałe i niezależne od wartości tej prędkości przyjętej do obliczeń.



Rys. 4.19. Przyrost prędkości wypadkowej strumienia cieczy w oknie, wywołany uwzględnieniem ruchu bębna cylindrowego, dla jednostek A4 i B4

Takie same rezultaty uzyskujemy dla wszystkich pozostałych jednostek o wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ wyposażonych w rozrząd czołowy. Dla jednostek o wydajności $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ przyrosty wywołane uwzględnieniem ruchu bębna są także bardzo podobne. Prędkość przepływu po uwzględnieniu ruchu bębna cylindrowego wzrasta ok. 4-krotnie w chwili pełnego otwarcia okna i ok. 2-krotnie dla $\varphi_w = 90^\circ$.

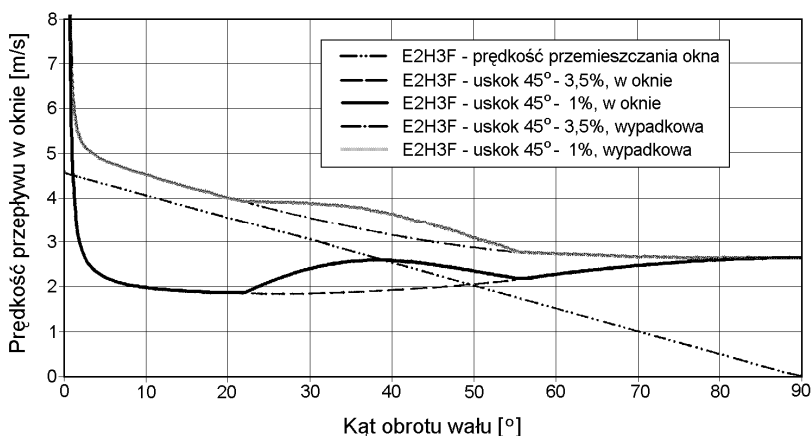
Oprócz wyznaczonego powyżej przyrostu prędkości przepływu w oknie istotne znaczenie ma fakt, że strumień cieczy przekraczając granicę kolektor-bęben cylindrowy zmienia gwałtownie kierunek. Oba te zjawiska, występujące we wszystkich maszynach wporowych, w których komora robocza wykonuje ruch obrotowy (tj. również w jednostkach zębatych czy łopatkowych), mają poważny negatywny wpływ na powstające w nich straty ciśnieniowe.

4.5.2. Mechanizm rozrządu sterowanego krzywką

W przypadku rozrządu sterowanego krzywką ruch wykonywany przez okna i tuleje rozrządu ma całkowicie odmienny charakter. Jest to bowiem ruch posuwisto-zwrotny opisany wzorem 2.15, a prędkość liniową okien można wyznaczyć, rozwiązując równanie:

$$v_r = \frac{dZ(\varphi_w)}{d\varphi_w} \cdot \frac{d\varphi_w}{dt} \quad (4.10)$$

Podobnie jak dla okna rozrządu czołowego, można przyjąć, że wektory prędkości okna \bar{v}_r i prędkości przepływu cieczy \bar{v}_o leżą w płaszczyznach wzajemnie prostopadłych. Rysunek 4.20 prezentuje, jaki wpływ na wypadkową wartość prędkości strumienia cieczy w jednostkach typu E ma uwzględnienie ruchów wykonywanych przez okna rozrządu. W rozważanym przykładzie przyjęto tę samą co poprzednio geometrię mechanizmu rozrządu E2H3F. Na rysunku pokazano także przebieg zmian prędkości przemieszczania się okna rozrządu, będący rozwiązaniem równania 4.10 dla tego zarysu. Rezultaty uzyskano przy założeniu tej samej co zwykle prędkości obrotowej wału – 1500 obr./min.



Rys. 4.20. Przyrost prędkości wypadkowej strumienia cieczy w oknie, wywołany uwzględnieniem ruchu tulejki rozrządu, dla jednostki E2H3F

Przebieg prędkości tulejki rozrządu osiąga maksimum przy $\varphi_w = 0^\circ$, i dąży do zera przy $\varphi_w = 90^\circ$, co jest zgodne z założeniami konstrukcyjnymi rozrządu (rozdział 2.2). W fazie początkowej powoduje to ok. 2,5-krotny przyrost prędkości strumienia cieczy. Analogiczną analizę przeprowadzono też dla jednostki F2H3F (80 cm³/obr.). Uzyskane przebiegi są bardzo podobne, różnią się jedynie osiągniętymi wartościami. Prędkość przemieszczania się tulei wzrosła w wyniku zwiększonej amplitudy zarysu s_r (por. rozdział 3.3.6.3). Zwiększyła się także do ok. 3 razy wartość początkowego przyrostu prędkości wypadkowej.

4.5.3. Wartość średnia prędkości wypadkowej

Podobnie jak w rozdziale 4.4, korzystając z zależności 4.8, wyznaczono średnie wartości w czasie wypadkowej prędkości przepływu dla wszystkich analizowanych powyżej wersji rozrządu. Wyniki zestawiono w kolumnie v_o^{sr} tablicy 4.2, porównując je z uzyskanymi wcześniej średnimi prędkościami przepływu cieczy w oknie v_o^{sr} .

Tablica 4.2

Średnia wypadkowa prędkość przepływu w oknach

Wersja rozrządu	v_o^{sr} [m/s]	v_o^{sfr} [m/s]
Czołowy A4	2,623	5,232
Czołowy B4	2,408	5,256
Krzywkowy E2R2 – uskok 45°, 3,5%	2,221	3,366
Krzywkowy E2R2 – uskok 45°, 1%	2,443	3,523
Czołowy C4	4,221	8,073
Czołowy D4	3,826	7,893
Krzywkowy F2R2 – uskok 45°, 7,5%	2,979	5,268
Krzywkowy F2R2 – uskok 45°, 5,5%	3,139	5,373

O ile w przypadku średniej prędkości przepływu w oknie mechanizm rozrządu krzywkowego wykazywał niewielką przewagę nad rozrządem czołowym, dla prędkości wypadkowej wyższość tego mechanizmu jest bezdyskusyjna. Prędkość wypadkowa w jednostce E2H3F stanowi 65÷66% prędkości charakteryzującej rozrząd czołowy A4 i B4. Analogiczny rezultat: 66÷67% uzyskujemy, porównując jednostki duże F2H3F oraz C4 i D4. Proporcje te nie zależą od prędkości obrotowej wału przyjętej do rozważań – zależność v_o^{sr} i v_o^{sfr} od n_w jest liniowa.

4.6. Straty ciśnieniowe generowane przez mechanizm rozrządu

Opisane zjawiska przepływu cieczy roboczej przez okna rozrządu i zmiany kierunku strumienia cieczy, zachodzące w tym mechanizmie, są oczywiście przyczyną powstawania strat ciśnienia. Jak wynika z wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych, straty te stanowią istotną pozycję w całkowitym bilansie energetycznym pomp i silników hydraulicznych, powodują także zjawisko kawitacji w fazie ssania pomp i związane z tym trudności w całkowitym napełnieniu komory cylindrowej cieczą. Bezpośrednie pomiary wartości strat ciśnieniowych w mechanizmie rozrządu są jednak w normalnych warunkach bardzo trudne.

Obliczenie wartości powyższych strat sprawia także poważne trudności. Skomplikowana, zmienna w czasie, geometria tego węzła uniemożliwia precyzyjne wyznaczenie wartości współczynnika strat miejscowych ξ . Nie mogąc wyznaczyć bezwzględnej wartości spadku ciśnienia, możemy jednak oszacować różnicę pomiędzy rozpatrywanymi typami rozrządu. Biorąc pod uwagę skomplikowany kształt kanałów, którymi płynie ciecz robocza, ostre krawędzie okien oraz szybkość zmian ich geometrii (przy typowych prędkościach obrotowych wału wynoszących od tysiąca do kilku tys. obrotów na minutę), można przyjąć, że przepływ ten ma charakter w pełni rozwiniętego przepływu turbulentnego. Można więc skorzystać ze wzoru na straty miejscowe:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v_o^2}{2}. \quad (4.11)$$

Zakładając identyczną w obu przypadkach gęstość cieczy roboczej ρ , zbliżoną wartość współczynnika strat miejscowych ξ oraz przyjmując $v_o = v_o^{sfr}$, można łatwo obliczyć, że

w rozpatrywanych powyżej przypadkach straty ciśnienia generowane przez rozrząd krzywkowy będą stanowiły zaledwie 42÷45% strat występujących w rozrzędzie czołowym. Tak duża różnica powinna mieć wyraźny wpływ zarówno na wartość sprawności mechaniczno-ciśnieniowej uzyskiwanej przez poszczególne maszyny, jak również na wymaganą przez poszczególne pompy minimalną wartość ciśnienia w kanale ssawnym. Można więc oczekiwać, że pompa z rozrzędem krzywkowym powinna wykazywać samossawność w szerszym niż dotychczas przedziale prędkości obrotowych. Jest to niezwykle korzystna cecha, umożliwiająca wyeliminowanie z układu hydraulicznego pompy wstępnie zasilającej, a co za tym idzie – spadek wymiarów, masy i ceny napędów hydrostatycznych.

Rozdział 5

UBOCZNE ZJAWISKA SZKODLIWE I MOŻLIWOŚĆ ICH MINIMALIZACJI

Pracy rzeczywistych pomp i silników wielotłoczkowych osiowych towarzyszą szkodliwe zjawiska uboczne wywołane cechami konstrukcyjnymi tych maszyn, fizycznymi własnościami materiałów, z których są one wykonane, oraz własnościami przetłaczanej cieczy. Całkowita ich eliminacja jest zatem niemożliwa. Zmiana zasady działania mechanizmu rozrządu i towarzyszące jej zmiany konstrukcyjne pozostałych elementów maszyny mogą jednak wpływać na przebieg tych zjawisk, zwiększając lub zmniejszając ich zasięg. Niniejszy rozdział poświęcono więc analizie różnic w przebiegu omawianych zjawisk w jednostkach z rozrządem czołowym i krzywkowym.

5.1. Kinematyczna nierównomierność przepływu cieczy roboczej

Celem wyznaczenia całkowitej wydajności jednostki wielotłoczkowej, należy zsumować przepływy generowane przez poszczególne jej tłoczki. Chwilowa, teoretyczna wartość natężenia przepływu w kanale ssawnym lub tłocznym Q'_p jest sumą chwilowych wydajności wszystkich tłoczków znajdujących się w tej samej fazie (tj. ssania lub tłoczenia). Pomijając przecieki, otrzymujemy więc zależność:

$$Q'_p \cdot A_r \cdot \frac{D_p}{4} \cdot \text{tg} \gamma \cdot \omega \cdot \sum_{i=0}^{n-1} |\sin(\omega t + i \cdot \theta)|, \quad (5.1)$$

gdzie: n_{tl} – liczba tłoczków,

θ – podziałka kątowa otworów w bębnie cylindrowym $\theta = 2\pi/n_{tl}$.

Miarą nierównomierności natężenia tłoczonego strumienia cieczy jest współczynnik nierównomierności wydajności δ_Q obliczany z zależności:

$$\delta_Q = \frac{Q'_{p \max} - Q'_{p \min}}{Q'_{ps}}, \quad (5.2)$$

gdzie: $Q'_{p \max}$, $Q'_{p \min}$ – maksymalna i minimalna wydajność chwilowa jednostki,
 Q'_{ps} – średnia wydajność teoretyczna.

5.1.1. Jednostki z rozrządem czołowym

Ponieważ kinematyka ruchu tłoczka jest praktycznie taka sama we wszystkich analizowanych maszynach (patrz pkt 2.2.1), wartość współczynnika nierównomierności wydajności zależy wyłącznie od liczby tłoczków. Zasadniczo współczynnik δ_Q maleje wraz ze wzrostem liczby tłoczków, jednakże przy założeniu, że n_{tl} przyjmuje wartości wyłącznie parzyste bądź nieparzyste. Odpowiadają temu dwa odmienne wzory opisujące zależność pomiędzy δ_Q a n_{tl} [6]. Dla parzystej ilości tłoczków wzór ma postać:

$$\delta_Q = \frac{\pi}{n_{tl}} \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{2 \cdot n_{tl}}, \quad (5.3)$$

dla nieparzystej zaś:

$$\delta_Q = \frac{\pi}{2 \cdot n_{tl}} \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{4 \cdot n_{tl}}. \quad (5.4)$$

Wynika stąd, że dla parzystej ilości tłoczków wartość δ_Q jest kilkakrotnie wyższa niż dla sąsiadujących wartości nieparzystych. Można to zaobserwować w tablicy 5.1, pokazującej wartości δ_Q dla n_{tl} zawartego w przedziale: 3÷11.

Tablica 5.1

Wartości współczynnika nierównomierności wydajności dla różnej liczby tłoczków

n_{tl}	3	4	5	6	7	8	9	10	11
δ_Q	0,140	0,325	0,049	0,140	0,025	0,078	0,015	0,049	0,010

Z tego powodu praktycznie wszystkie maszyny wielotłoczkowe osiowe spotykane w praktyce mają nieparzystą liczbę tłoczków, przy czym n_{tl} wynosi najczęściej 7 lub 9. Jak widać, identyczną wartość współczynnika δ_Q , jak dla nieparzystego n_{tl} , uzyskuje dopiero maszyna o dwukrotnie większej parzystej liczbie tłoczków. Bardzo zbliżone wartości uzyskuje się też dla różniących się nieznacznie kinematyką jednostek z wychylnym korpusem. Zjawisko to jest wadą pomp i silników wielotłoczkowych i przyczynia się ono do wzrostu drgań i hałasu emitowanego przez układ hydrauliczny podczas pracy.

Wyeliminowanie kinematycznej nierównomierności natężenia jest możliwe jedynie w specjalnych jednostkach z dodatkowymi tłoczkami kompensującymi [1, 60] lub odmienną kinematyką tłoczka [33]. Stopień komplikacji tych maszyn stanowi przyczynę, dla której jednostki takie nie wyszły dotychczas poza stadium prób laboratoryjnych.

5.1.2. Jednostki z rozrzędem sterowanym krzywką

Cechą charakterystyczną konstrukcji pompy PWK pokazanej na rysunku 1.2 jest zdwojona w stosunku do typowych maszyn liczba tłoczków, wynosząca 2×7 lub 2×9. Tłoczki te pracują parami w poszczególnych komorach roboczych, których liczba, z powodów wymienionych wcześniej, wynosi 7 lub 9. Jest rzeczą oczywistą, że jednostka typu PWK z symetrycznie umieszczonymi na wale tarczami oporowymi osiągać będzie identyczne wartości współczynnika nierównomierności, co omawiane powyżej maszyny z wychylną tarczą czy korpusem. Wynika to z faktu, że ruch tłoczka we wszystkich tych jednostkach opisywany jest tym samym równaniem 2.2. Dwa tłoczki pracujące synchronicznie w każdej komorze będą zatem generowały przepływ opisany identyczną funkcją, jak dla pojedynczego tłoczka o dwa razy większym polu przekroju bądź skoku.

Interesujące jest natomiast, jak na wartość współczynnika δ wpływa zmiana położenia tarcz oporowych na wale, a w szczególności ich obrót względem siebie na wale i różnice w wartościach kąta nachylenia względem osi wału. W takich przypadkach oba zespoły tłoczków wykonywać będą asynchroniczny ruch posuwisto-zwrotny o różnej amplitudzie i przesunięty względem siebie w fazie. W tym celu konieczne jest wyprowadzenie ogólnej zależności opisującej zmianę wydajności poszczególnych komór cylindrowych w funkcji zmian położenia na wale i kąta nachylenia tarcz oporowych. Prędkość ruchu posuwisto-zwrotnego tłoczka opisuje wzór (por. wzory 2.3 i 2.4):

$$v_{tl} = \frac{D_{tl}}{2} \cdot tg\gamma \cdot \omega \cdot \sin\varphi_w. \quad (5.5)$$

Chcąc opisać ruchy dwóch tłoczków współpracujących ze sobą w tym samym otworze, lecz napędzanych przez niesymetrycznie ukształtowane i położone tarcze oporowe, należy wprowadzić wartości kątów nachylenia płaszczyzn roboczych obu tych tarcz względem płaszczyzny prostopadłej do osi obrotu wału γ_{a1} i γ_{a2} . Kolejną wartością charakterystyczną jest kąt ψ_0 , o jaki obrócone są względem siebie obie tarcze oporowe na wale maszyny. O taki sam kąt przesuną się zatem w fazie względem siebie ruchy wykonywane przez oba tłoczki. Można przy tym dla obu tłoczków założyć identyczne co do wartości lecz przeciwne co do kierunku przesunięcia w fazie o kąt $\psi_0/2$. Uwzględniając powyższe kąty charakterystyczne możemy zapisać równanie prędkości pierwszego tłoczka jako:

$$v_{tl1} = \frac{D_{tl}}{2} \cdot tg\gamma_{a1} \cdot \omega \cdot \sin\left(\varphi_w - \frac{\psi_0}{2}\right), \quad (5.6)$$

a drugiego jako:

$$v_{tl2} = -\frac{D_{tl}}{2} \cdot tg\gamma_{a2} \cdot \omega \cdot \sin\left(\varphi_w + \frac{\psi_0}{2}\right). \quad (5.7)$$

Jest oczywiste, że średnica podziałowa tłoczków D_{tl} i prędkość kątowna wirnika maszyny ω są dla wszystkich tłoczków w maszynie identyczne. Konstrukcja jednostki typu PWK wymusza przeciwnie skierowane ruchy obu tłoczków czego symbolem są przeciwne znaki w równaniach 5.6 i 5.7. Prędkość jaką tłoczki rozwijają względem siebie, stanowiąca różnicę pomiędzy prędkościami poszczególnych tłoczków, wyniesie zatem:

$$v_{tl1-2} = \frac{D_{tl}}{2} \cdot \omega \cdot \left(tg\gamma_{a1} \cdot \sin\left(\varphi_w - \frac{\psi_0}{2}\right) + tg\gamma_{a2} \cdot \sin\left(\varphi_w + \frac{\psi_0}{2}\right) \right). \quad (5.8)$$

Mnożąc wartość względnej prędkości obu tłoczków v_{tl1-2} przez ich powierzchnię A_{tl} , otrzymamy wzór opisujący chwilową wydajność pojedynczej komory cylindrowej w maszynie typu PWK:

$$Q'_k = \frac{D_{tl} \cdot A_{tl}}{2} \cdot \omega \cdot \left(tg\gamma_{a1} \cdot \sin\left(\varphi_w - \frac{\psi_0}{2}\right) + tg\gamma_{a2} \cdot \sin\left(\varphi_w + \frac{\psi_0}{2}\right) \right). \quad (5.9)$$

Jest on uogólnieniem wzoru 4.6. Bazując na zależności 5.1 i dokonując w niej zamiany wyrażenia 4.6 na 5.9, otrzymujemy ogólny wzór opisujący chwilową wydajność pompy wyposażonej w n komór:

$$Q'_p = F \cdot \sum_{i=0}^{n-1} \left| tg\gamma_{a1} \cdot \sin\left(\omega t - \frac{\psi_0}{2} + i \cdot \theta\right) + tg\gamma_{a2} \cdot \sin\left(\omega t + \frac{\psi_0}{2} + i \cdot \theta\right) \right|, \quad (5.10)$$

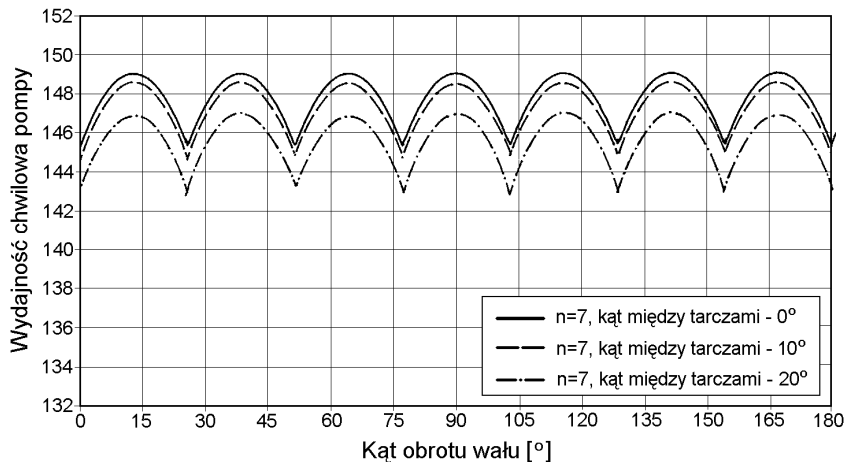
gdzie:

$$F = A_{tl} \cdot \frac{D_{tl}}{4} \cdot \omega. \quad (5.11)$$

W początkowej fazie analiz przyjęto, że obie tarcze są nachylone względem osi wału pod identycznym kątem γ , dzięki czemu wzór 5.10 upraszcza się do:

$$Q'_p = F \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sum_{i=0}^{n-1} \left| \sin \left(\omega t - \frac{\psi_0}{2} + i \cdot \theta \right) + \sin \left(\omega t + \frac{\psi_0}{2} + i \cdot \theta \right) \right|. \quad (5.12)$$

Porównując przebiegi Q'_p w funkcji kąta obrotu wału φ_w , uzyskane z zależności 5.1 i 5.12 przy jednakowych n_{tl} i F można przeanalizować wpływ kąta przesunięcia fazowego ψ_0 na ich kształt. Porównań takich dokonano przy najczęściej spotykanej liczbie tłoczków $n_{tl} = 7$ lub 9, jak też przy parzystym $n_{tl} = 8$, przy czym dla jednostki typu PWK n_{tl} oznacza liczbę tłoczków w każdym z dwu symetrycznie rozmieszczonych zestawów (liczbę komór cylindrowych).



Rys. 5.1. Wpływ kąta wzajemnego obrotu tarcz oporowych ψ_0 na chwilowe natężenie strumienia cieczy tłoczonej Q'_p . Liczba tłoczków w zespole $n_{tl} = 7$

Pozostałe parametry i wymiary charakterystyczne są zgodne z przyjętymi do wcześniejszych obliczeń. Wyniki uzyskane dla $n_{tl} = 7$ przedstawiono na rys. 5.1.

Uzyskane rezultaty świadczą, że obracanie tarcz oporowych względem siebie nie zmienia ani kształtu charakterystyk $Q'_p = f(\varphi_w)$, ani wartości współczynnika nierównomierności δ_Q , niezależnie od liczby tłoczków (dla $n_{tl} = 9$ uzyskano analogiczne rezultaty). Zmianie ulega jedynie wartość natężenia przepływu, zgodnie z zależnością:

$$Q'_p = Q'_{p0} \cdot \cos \left(\frac{\psi_0}{2} \right), \quad (5.13)$$

gdzie Q'_{p0} oznacza teoretyczną wydajność chwilową pompy o tarczach umieszczonych symetrycznie ($\psi_0 = 0$). Obrót tarcz oporowych względem siebie o 180° (przy zachowaniu stałego kąta γ) oznacza więc zmniejszenie wydajności pompy do zera. Powyższa zależność wskazuje na jeden z możliwych sposobów sterowania wydajnością pompy typu PWK. Ponieważ charakterystyki uzyskane dla $\psi_0 = 0$ pokrywają się całkowicie z wynikami otrzymanymi dla typowej pompy z wychylną tarczą o tej samej liczbie tłoczków i geometrycznej objętości roboczej, również wartości współczynnika nierównomierności δ_Q są identyczne z podanymi w tablicy 5.1 (i to niezależnie od wartości kąta ψ_0).

W dalszej kolejności analizowano wpływ zmiany kątów nachylenia tarcz γ_{a1} i γ_{a2} względem osi wału. Przyjmując kąt $\psi_0 = 0$, uzyskujemy zależność:

$$Q'_p = F \cdot (tg\gamma_{a1} + tg\gamma_{a2}) \cdot \sum_{i=0}^{n-1} |\sin(\omega t + i \cdot \theta)|. \quad (5.14)$$

Przy porównaniu jej ze wzorem 5.1 widać, że uzyskane w ten sposób charakterystyki $Q'_p = f(\varphi_w, n_{tl})$ będą miały identyczne kształty (i wartości współczynnika δ_Q), co otrzymane dotychczas dla obu rozpatrywanych typów pomp.

Również w najbardziej ogólnym przypadku, tj. przy $\psi_0 > 0$ i $\gamma_{a1} \neq \gamma_{a2}$, otrzymano podobne rezultaty, jak na rys. 5.1. Zależność rządząca zmianami wartości Q'_p przybiera w tych warunkach postać:

$$Q'_p = Q'_{p0} \cdot \cos\left(\frac{\psi_0}{2}\right) \cdot \frac{tg\gamma_{a1} + tg\gamma_{a2}}{2 \cdot tg\gamma_0}, \quad (5.15)$$

gdzie γ_0 – początkowy kąt nachylenia tarcz oporowych.

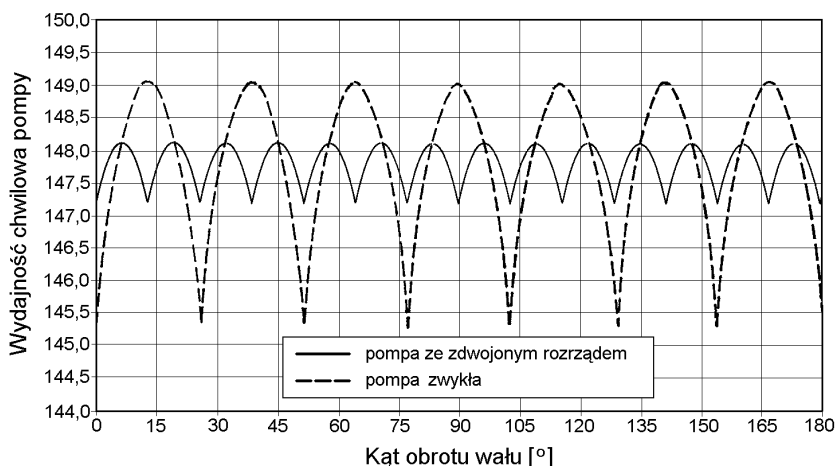
Reasumując, zjawisko kinematycznej nierównomierności natężenia cieczy tłoczzonej przez jednostkę typu PWK ma taki sam charakter i przebieg, jak w produkowanych dotychczas maszynach wielotłoczkowych z wychylną tarczą czy wychylnym korpusem. Z analizy wpływu parametrów konstrukcyjnych na natężenie przepływu wynikają natomiast rozmaite możliwości sterowania wydajnością maszyny: przez zmianę kątów nachylenia tarcz lub ich położenia względem siebie na wale (wzór 5.15). Szczegółową analizę tych i innych sposobów zmiany wydajności pod kątem uzyskiwanych charakterystyk i technicznych możliwości budowy poszczególnych odmian mechanizmu sterowania wydajnością zawiera rozdział 6.

Obserwując przebiegi zmian chwilowego natężenia przepływu widać, że dla maszyn obu typów mają one charakter cykliczny, zależny od liczby tłoczków n_{tl} (liczby tłoczków w każdym z dwu zestawów w jednostce typu PWK). W przypadku gdy jest ona nieparzysta, okres zmian jest równy połowie podziałki kątowej θ . Dla $n_{tl} = 7$ oznacza to, że na jeden obrót wału przypada 14 cykli zmian Q'_p , (patrz rys. 5.1), a dla $n_{tl} = 9 - 18$ cykli. W przypadku parzystego n , jednostkę taką można traktować jako zespół 2 połączonych równolegle identycznych maszyn, z których każda ma $n_{tl}/2$ tłoczków, przy czym maszyny te jako całość są względem siebie przesunięte w fazie o kąt $\phi = \theta$ (gdzie $\theta = 2\pi/n_{tl}$). Dla każdej z nich uzyskujemy zależność $Q'_p = f(\varphi_w)$, zmieniającą się n_{tl} -krotnie w trakcie jednego obrotu wału. A zatem kąt przesunięcia fazowego obu tych charakterystyk równy jest okresowi ich zmiany, przez co ich zsumowanie nie zmienia wartości współczynnika δ_Q (podwaja wartości natężenia przepływu, pozostawiając identyczny kształt charakterystyki). Tłumaczy to, dlaczego dwukrotne zwiększenie ilości tłoczków nie ma żadnego wpływu na nierównomierność kinematyczną analizowanej jednostki.

Rozpatrując możliwości zwiększenia równomierności pracy maszyny z rozrządem krzywkowym, wzięto pod uwagę występowanie w maszynie typu PWK dwóch identycznych zestawów tłoczków. Jeżeli potraktujemy każdy z nich jako oddzielną „pompę”, uzyskujemy możliwość przesunięcia w fazie o dowolny kąt ϕ_p ruchów wykonywanych przez tłoczki jednej „pompy” względem drugiej (poprzez obrót na wale tarczy oporowej względem drugiej o ten kąt). Przyjmując wartość kąta ϕ_p różną od wielokrotności $\theta/2$, możemy więc uniknąć zjawiska omawianego powyżej dla jednostek o parzystej liczbie tłoczków. Dla $n_{tl} = 7$ okres zmian Q'_p (czyli $\theta/2$) jest równy $25^\circ 43'$ (14 razy na obrót). Przesuwając w fazie drugi zestaw o połowę tego kąta, czyli $12^\circ 51,5'$, zwiększamy dwukrotnie częstotli-

wość zmian sumarycznego Q'_p redukując jednocześnie współczynnik nierównomierności. Graficzną ilustrację tego zjawiska zaprezentowano na rys. 5.2.

Jak wykazały szczegółowe obliczenia, spadek pulsacji strumienia towarzyszący dwukrotnemu zwiększeniu częstotliwości zmian Q'_p jest znaczny. Zgodnie z nimi współczynnik δ_Q dla $n_{il} = 7$ spadł z 0,025 do 0,0063! Dla $n_{il} = 9$ odpowiednie wartości wyniosą 0,015 i 0,0038. W obu przypadkach mamy więc do czynienia z czterokrotnym spadkiem wartości współczynnika nierównomierności. Powyższe wyniki otrzymano przy założeniu, że obie tarcze są obrócone względem siebie o kąt wynoszący dokładnie $\theta/4$.



Rys. 5.2. Redukcja nierównomierności strumienia tłoczonego w pompie ze zdwojonym mechanizmem rozrządu

W praktyce uzyskanie efektu zmniejszenia nierównomierności wymaga zapewnienia każdemu zestawowi tłoczków niezależnego rozrządu, tj. podwojenia ilości tulejek rozrządu i sterujących nimi krzywek. Komplikuje to niewątpliwie konstrukcję maszyny, jest jednak w pełni możliwe, a wywołany tym wzrost jej masy i gabarytów można szacować na ok. 30÷40%. W jednostce z wychylną tarczą podwojeniu musiałaby ulec liczba jej elementów roboczych, w wyniku czego masa i gabaryty takiej pompy wzrosłyby prawie dwukrotnie. W pompie z wychylnym korpusie powyższe rozwiązanie ze względów konstrukcyjnych jest w ogóle niemożliwe.

Wykorzystanie powyższego zjawiska może pomóc w toczonej się walce z hałaśliwością pomp i silników wielotłoczkowych, będącą obecnie jedną z ich głównych wad. Uzyskanie podobnie niskiego współczynnika δ_Q w zwykłej jednostce z pojedynczym mechanizmem rozrządu wymagałoby zwiększenia liczby tłoczków aż do 15 (19 dla $n = 9$). Konstrukcja taka miałaby nieproporcjonalnie dużą średnicę zewnętrzną w stosunku do średnicy tłoczków i osiąganey wydajności. Z tego też względu bardzo rzadko budowane są maszyny o liczbie tłoczków przekraczającej 9.

Opisany sposób zmniejszenia pulsacji strumienia tłoczonego dotyczy wyłącznie tzw. pulsacji kinematycznej, wynikającej ze zmiennej w czasie wydajności poszczególnych komór. Redukcja pulsacji dynamicznej wywołanej przez działanie mechanizmu rozrządu i ściślność cieczy roboczej wymaga przeprowadzenia szczegółowej analizy zjawisk za-

chodzących w chwili przechodzenia komory cylindrowej pomiędzy fazami ssawną i tłoczną. Zagadnienie to omówiono w punkcie 5.3.

5.2. Zjawiska wywołane ściśliwością cieczy roboczej

Wzrost ciśnienia pracy, będący stałą tendencją rozwojową współczesnych układów napędu hydrostatycznego, zmusza do uwzględnienia zjawisk wywołanych ściśliwością cieczy roboczej. Różne materiały w różnym stopniu zmieniają pod wpływem ciśnienia swoją objętość, przy czym większość stosowanych w hydraulice cieczy roboczych charakteryzuje się stosunkowo silną zależnością objętości od ciśnienia (większą niż czysta woda). Zjawisko to ma przy tym charakter nieliniowy. Ogólna zależność opisująca je ma postać:

$$\frac{dV}{V_0} = -\beta \cdot dp, \quad (5.16)$$

gdzie: β – współczynnik ściśliwości.

Odwrotność współczynnika ściśliwości $K = 1/\beta$ nosi nazwę modułu odkształcenia objętościowego lub modułu sprężystości. W obszarze ciśnień stosowanych współcześnie w hydraulice, tj. do 60 MPa, zależność pomiędzy wartością modułu K a ciśnieniem można opisać zależnością [38]:

$$K = K_0 + m \cdot p \quad (5.17)$$

Dla stosowanych w hydraulice olejów mineralnych przyjmuje się $K_0 = 1000 \div 2000$ MPa, a $m = 10 \div 13$, jednak wyznaczenie dokładnej wartości modułu odkształcenia objętościowego dla konkretnej cieczy w warunkach rzeczywistych napotyka na poważne trudności. Wynika to z faktu, że zależy on też od lepkości cieczy (im wyższa lepkość, tym wyższa wartość K) i od jej temperatury (im wyższa temperatura, tym niższa wartość K). Zmiany ciśnienia w komorach cylindrowych pompy i silnika mają charakter adiabatyczny, a więc wiążą się ze skokowymi zmianami temperatury i lepkości. Ma to zatem wpływ na wartość modułu K . Co więcej, moduł ten spada gwałtownie w przypadku pojawienia się domieszki powietrza nierozpuszczonego w oleju. W przypadku, gdy domieszka ta, znajdująca się w objętości V_0 oleju poddanego ciśnieniu p , ma objętość $V_p = \varepsilon_p \cdot V_0$, pozorny moduł sprężystości K' takiej mieszaniny można wyznaczyć z zależności [57]:

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{K} + \frac{\varepsilon_p}{p}. \quad (5.18)$$

W przypadku, gdy wyjściowa wartość K dla cieczy wynosi 2000 MPa, a ciśnienie jest równe 20 MPa, zawartości powietrza $\varepsilon_p = 0,001$ odpowiada pozorny moduł $K' = 1818$ MPa, a zawartości $\varepsilon_p = 0,01$ moduł $K' = 1000$ MPa.

Uwzględnienie wszystkich powyższych zależności w analizie wpływu ściśliwości cieczy roboczej na zjawiska zachodzące w mechanizmach rozrządu pompy czy silnika prowadzi do daleko idącej komplikacji równań [38]. W ramach zamieszczonej dalej analizy przyjęto więc założenie, że w obszarze rozpatrywanych ciśnień moduł K ma stałą wartość wynoszącą dla oleju mineralnego 1700 MPa.

5.2.1. Przestrzeń martwa w maszynach wyporowych

Działanie maszyn wyporowych opiera się na cyklicznych zmianach objętości ich komór roboczych, co wymusza zasysanie bądź wytłaczanie kolejnych porcji cieczy z tych komór. W przypadku idealnym pod koniec fazy tłoczenia objętość komory powinna spadać do zera, a więc cała wypełniająca ją ciecz powinna trafiać do kanału wysokociśnieniowego. Niestety, jest to niemożliwe ze względów konstrukcyjnych. W chwili przechodzenia z fazy tłocznej w ssawną (tj. w chwili, gdy tłoczek osiąga wewnętrzne położenie zwrotne) w komorze cylindrowej i kanale łączącym ją z mechanizmem rozrządu pozostaje pewna ilość cieczy. Objętość przestrzeni wypełnionej cieczą, nazywana objętością martwą, charakteryzuje poszczególne konstrukcje pomp i silników wyporowych [39].

Dla porównania poszczególnych konstrukcji pomp, w miejsce bezwzględnej objętości przestrzeni martwej korzystniejsze jest użycie współczynnika względnej objętości tej przestrzeni ε_m obliczanego wg wzoru:

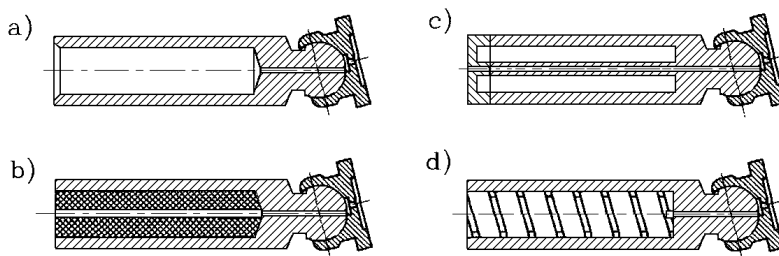
$$\varepsilon_m = \frac{V_m}{V_c}, \quad (5.19)$$

gdzie: V_c – objętość skokowa komory cylindrowej,

V_m – objętość przestrzeni martwej w tej komorze.

5.2.1.1. Wartości współczynnika ε_m w jednostkach z rozrządem czołowym

Wartości współczynnika ε_m , charakteryzujące pompy i silniki wielotłoczkowe osiowe wyposażone w rozrząd czołowy, mieszczą się z reguły w przedziale 50÷150%. Tak wysoki stosunek objętości przestrzeni martwej do objętości skokowej wynika z kształtu tłoczków, otworów w bębnie cylindrowym i samych okien rozrządu. Decydujące znaczenie ma kształt tłoczka, a spotykane w praktyce wersje tego elementu pokazano na rys. 5.3. Tłoczek drążony (5.3a) charakteryzuje się najniższą masą, co pozwala zminimalizować działające nań siły bezwładności. Niestety, objętość wydrążenia w tłoczku dodaje się w całości do przestrzeni martwej, co powoduje, że osiąga ona przy takiej konstrukcji tłoczka wartości przekraczające 100% objętości skokowej (w skrajnych przypadkach nawet do 200%) [39]. Tłoczki tego typu, jeszcze niedawno stosowane przez wiele firm, wychodzą obecnie z użycia.



Rys. 5.3. Kształty tłoczków spotykane w pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych

Kolejną wersją tłoczka są tłoczki z wypełnieniem wykonanym z tworzywa o niskiej gęstości (rys. 5.3b). W tym przypadku problemem jest znalezienie właściwego materiału wypełniającego i połączenie go z tłoczkiem w sposób gwarantujący wieloletnią bezawaryjną pracę takiego zespołu. Moduły ściśliwości i rozszerzalności cieplnej tworzywa muszą

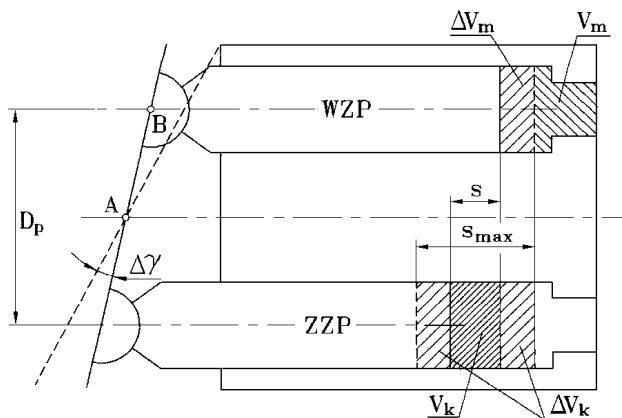
być podobne jak dla stali (w innym razie wkładka nie redukuje objętości przestrzeni martwej, lub ma tendencje do wypadania). Trudności w znalezieniu odpowiedniej konstrukcji tłoczków z wypełnieniem spowodowały, że czołowi producenci wysokociśnieniowych pomp i silników stosują obecnie tłoczki o konstrukcji pokazanej na rys. 5.3c. Tłoczek, wykonany w całości ze stali, ma wydrążoną obwodowo komorę obniżającą jego masę, zaślepioną za pomocą zgrzewanego tarciowo denka. Dzięki temu objętość wydrążenia nie sumuje się z objętością przestrzeni martwej. Konieczne jest jednak pozostawienie w osi tłoczka otworka o małej średnicy, umożliwiającego zasilanie olejem z komory cylindrowej hydrostatycznego podparcia w stopce. Taka konstrukcja pozwala jednocześnie obniżyć masę tłoczka i objętość przestrzeni martwej, jest ona jednak dość droga i kłopotliwa technologicznie. Przyczynia się do tego konieczność zachowania szczelności na denku, i to zarówno na powierzchni zewnętrznej, jak też i w kanale osiowym. Zastosowanie tłoczków tego typu pozwala zmniejszyć objętość przestrzeni martwej do 40÷50% objętości skokowej, co wydaje się granicą możliwości dla obecnych jednostek z wychylną tarczą i wychylnym korpusem.

Ostatnią konstrukcją zespołu tłoczek-stopka jest tłoczek z dławikiem śrubowym przebadany w ramach pracy doktorskiej autora [43] (rys. 5.3d). Dławik śrubowy wciśnięty w stalowy, drażony tłoczek spełnia jednocześnie kilka funkcji. Jedną z tych funkcji jest zapewnienie właściwego dławienia na dolocie do podpory hydrostatycznej w stopce, czego nie są w stanie zapewnić prostoliniowe kanały w pozostałych tłoczkach. Dzięki temu rośnie sztywność podpory hydrostatycznej i maleją straty objętościowe generowane przez tę podporę, szczególnie w obszarze wysokich ciśnień pracy. Badania doświadczalne zespołu tłoczek-stopka, jak również pomp, w których zastosowano powyższy zespół, w pełni potwierdziły tę tezę [41, 42, 47]. Dzięki wykonaniu go z lekkiego stopu, dławik taki przyczynia się także do obniżenia zarówno masy tłoczka, jak też i objętości martwej. Masa zespołu tłoczek-dławik śrubowy jest zbliżona do masy opisywanego powyżej tłoczka z obwodowym wydrążeniem (rys. 5.3c), jest on jednak prostszy w wykonaniu. W przypadku dławika śrubowego nie występuje też tendencja do wypadania z otworu, gdyż po obu stronach dławika istnieje duża różnica ciśnień, utrzymująca dławik w tłoczku. Konstrukcja ta znalazła dotychczas zastosowanie jedynie w pompach typu PWK, lecz nic nie stoi na przeszkodzie zastosowaniu jej w typowych pompach i silnikach z wychylną tarczą. W takim przypadku objętość przestrzeni martwej będzie miała podobną wartość, jak w przypadku zastosowania tłoczków z obwodowym wydrążeniem.

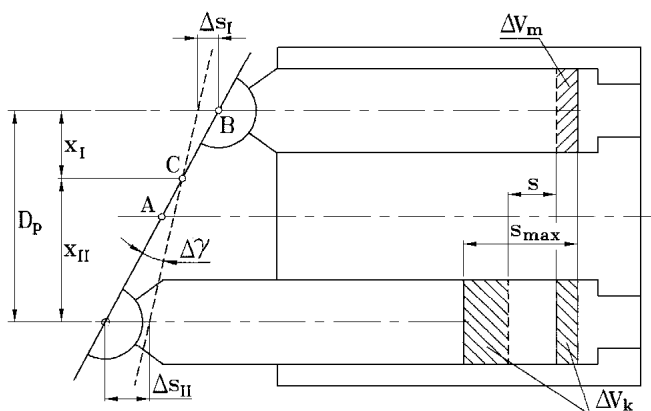
W przypadku maszyn wielotłoczkowych osiowych z rozrządem czołowym o zmiennej wydajności podane powyżej wartości współczynnika ε_m dotyczą wyłącznie wariantu, gdy maszyna taka wysterowana jest na pełną wydajność. Niezależnie od rodzaju zastosowanych tłoczków, objętość przestrzeni martwej w takich maszynach wzrasta gwałtownie podczas zmniejszania wydajności. Przyczynę tego wzrostu zilustrowano na rys. 5.4. W budowanych obecnie pompach z wychylną tarczą i wychylnym korpusem, sterowanie wydajnością odbywa się poprzez zmianę skoku tłoczków (czyli zmianę objętości skokowej komory V_k). Zmiany tej dokonuje się poprzez zmianę kąta wychylenia tarczy oporowej lub bębna cylindrowego.

Ze względów konstrukcyjnych oś obrotu elementu sterującego wydajnością przecina się z reguły z osią wału napędowego pompy (pkt A na rys. 5.4). W takim przypadku zmniejszenie objętości skokowej o ΔV_k oznacza automatycznie wzrost przestrzeni martwej o $\Delta V_k/2$. Przestrzeń martwa osiąga minimalną objętość tylko przy maksymalnej nastawie pompy. Usytuowanie osi obrotu tarczy wychylnej w punkcie B pozwoliłoby zachować stałą objętość przestrzeni martwej V_m , niezależnie od zmian nastawy pompy, obciążałoby jednak

mechanizm zmiany wydajności ogromną i niczym nie zrównoważoną siłą wywołaną działaniem ciśnienia na tłoczki. Wiąże się z tym znaczny wzrost objętości i masy mechanizmu zmiany wydajności [49]. Spotykana obecnie lokalizacja osi obrotu tarczy lub bębna wychylnego w punkcie przecięcia z osią obrotu wału napędowego ma właśnie na celu częściowe zrównoważenie tych sił. Problemem stałoby się też zmiana kierunku tłoczenia przez zmianę kąta wychylenia tarczy na przeciwnie skierowany. W chwili gdy kąt γ osiągnąłby zero, kontynuowanie jej obrotu przy zachowaniu stałej objętości przestrzeni martwej wymagałoby przeniesienia osi obrotu tarczy z punktu B do punktu D (rys. 5.5). Konieczność każdorazowej zmiany osi obrotu tarczy w chwili przejścia przez położenie „zerowe” komplikowałaby jeszcze bardziej konstrukcję mechanizmu zmiany wydajności. Z tych przyczyn omawianego rozwiązania nie stosuje się w praktyce – również i w jednostkach z wychylnym korpusem.



Rys. 5.4. Zmiana objętości przestrzeni martwej wywołana zmianą nastawy maszyny z wychylną tarczą [45]



Rys. 5.5. Wpływ przesunięcia osi obrotu tarczy wychylnej na zmiany przestrzeni martwej [45]

Chcąc uogólnić wpływ zmiany wydajności na objętość przestrzeni martwej, należy wprowadzić pojęcie współczynnika korelacji ζ . Dla dowolnie przyjętej osi obrotu tarczy oporowej (pkt C na rys. 5.5) obrót tarczy o kąt $\Delta\gamma$ powoduje przesunięcie położenia zwrotnych tłoczka odpowiednio o Δs_I i Δs_{II} . Całkowity skok tłoczka maleje zatem o $\Delta s_c = \Delta s_I + \Delta s_{II}$, przy czym:

$$\frac{\Delta s_I}{\Delta s_{II}} = \frac{x_I}{x_{II}}. \quad (5.20)$$

Przesunięcie o Δs_I tłoczka znajdującego się w wewnętrznym położeniu zwrotnym jest jednak równoznaczne z przyrostem objętości przestrzeni martwej o:

$$\Delta V_m = \Delta s_I \cdot A_{II}, \quad (5.21)$$

gdzie: A_{II} – przekrój tłoczka.

Zmiana objętości roboczej komory wyniesie analogicznie $\Delta V_k = \Delta s \cdot A_{II}$. Współczynnik korelacji równy stosunkowi przyrostu objętości przestrzeni martwej do zmniejszenia objętości skokowej wyniesie więc:

$$\zeta = \frac{\Delta V_m}{\Delta V_k} = \frac{\Delta s_I}{\Delta s_I + \Delta s_{II}} = \frac{x_I}{x_I + x_{II}}. \quad (5.22)$$

Ponieważ $x_I + x_{II}$ jest równe średnicy podziałowej D_p , ostatecznie:

$$\zeta = \frac{x_I}{D_p}. \quad (5.23)$$

Współczynnik ζ może teoretycznie przyjmować rozmaite wartości zależnie od konstrukcji mechanizmu zmiany wydajności, jednakże w produkowanych obecnie jednostkach jest on prawie zawsze równy 1/2. Wynika to albo z zasady działania tego mechanizmu (jednostki łopatkowe i promieniowe), albo z konieczności odciążenia elementu sterującego wydajnością od sił hydrostatycznych (jednostki wielotłoczkowe osiowe).

Opisane zjawisko wzrostu objętości przestrzeni martwej przy jednoczesnej redukcji objętości skokowej pociąga za sobą gwałtowny wzrost wartości współczynnika względnej objętości przestrzeni martwej. Wartość tego współczynnika dla dowolnej nastawy wydajności spełnia zależność:

$$\varepsilon_m = \frac{V_m + \Delta V_m}{V_k - \Delta V_k} = \frac{V_m + \zeta \cdot \Delta V_k}{V_k - \Delta V_k}. \quad (5.24)$$

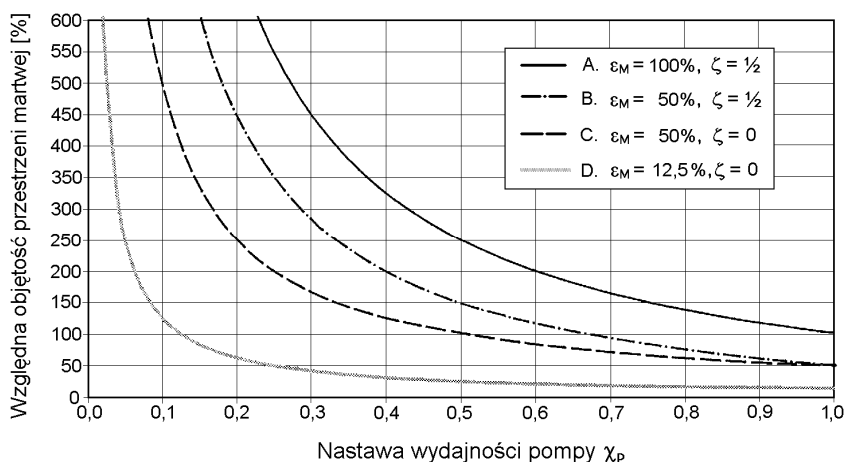
Wprowadzając do rozważań współczynnik nastawy wydajności pompy (lub chłonności silnika) χ_p , zawierający się w przedziale (0÷1), możemy zapisać:

$$\Delta V_k = (1 - \chi_p) \cdot V_k \quad (5.25)$$

i wyznaczyć przebieg funkcji opisującej zmiany współczynnika względnej objętości przestrzeni martwej w funkcji zmian nastawy:

$$\varepsilon_m(\chi_p) = \frac{[\varepsilon_m + \zeta \cdot (1 - \chi_p)] \cdot V_k}{\chi_p \cdot V_k}. \quad (5.26)$$

Kształt przebiegów funkcji $\varepsilon_m(\chi_p)$ dla spotykanych w praktyce wartości początkowych ε_m i ζ pokazano na rys. 5.6.



Rys. 5.6. Porównanie zmian względnej objętości przestrzeni martwej wywołanych zmianami nastawy wydajności

5.2.1.2. Wartości współczynnika ε_m w jednostkach z rozrządem krzywkowym

Konstrukcja maszyny wyposażonej w rozrząd sterowany krzywką (rys. 1.2) pozwala na niespotykane w innych jednostkach obniżenie przestrzeni martwej. Zakończony płasko czoła obydwu tłoczków stykają się prawie ze sobą w wewnętrznym położeniu zwrotnym. Przy niewielkiej objętości okien wyciętych w tulejce rozrządu oznacza to, że objętość przestrzeni martwej w takiej jednostce może być bez trudu zredukowana do 8÷10% objętości skokowej. Konieczność eliminacji zjawiska przesłaniania okna przez końce tłoczków i wywołanego tym przyrostu prędkości w oknie powoduje jednak, że optymalna ze względów konstrukcyjnych objętość przestrzeni martwej wynosi zazwyczaj 12÷13% objętości skokowej (por. rozdziały 3.3.6.2 i 4.3). W rozważaniach zaprezentowanych poniżej przyjęto wartość 12,5%.

Co więcej, zasada działania jednostki z rozrządem sterowanym krzywką nie powoduje zmian bezwzględnej wartości przestrzeni martwej podczas redukowania jej wydajności. Skok tłoczków pozostaje niezmienny niezależnie od nastawy χ_p , a współczynnik korelacji ζ jest w takiej jednostce równy 0. Funkcja opisująca zmiany współczynnika względnej objętości przestrzeni martwej $\varepsilon_m(\chi_p)$ przybiera zatem postać:

$$\varepsilon_m(\chi_p) = \frac{\varepsilon_m}{\chi_p} . \quad (5.27)$$

Rysunek 5.6 ilustruje zależność pomiędzy wartością chwilową stosunku objętości przestrzeni martwej do objętości skokowej w funkcji nastawy wydajności dla czterech jednostek charakteryzujących się różnymi wartościami współczynników ε_m i ζ . Jednostka A, dla której $\varepsilon_m = 100\%$ i $\zeta = 1/2$, jest typową maszyną wielotłoczkową starego typu o stosunkowo dużej przestrzeni martwej (z tłoczkami drażnionymi jak na rys. 5.3a). Przestrzeń martwa w jednostce B została zredukowana o połowę, a więc $\varepsilon_m = 50\%$. Może to być np. efektem zastosowania tłoczków o konstrukcji pokazanej na rys. 5.3b÷d. Przebieg C, dla którego $\varepsilon_m = 50\%$ a $\zeta = 0$, dotyczy jednostki B, w której oś obrotu tarczy oporowej przesunięto z punktu A do B (patrz rys. 5.5). Ostatni przebieg D ilustruje przypadek jed-

nostki PWK z rozrzędem krzywkowym, dla której $\varepsilon_m = 12,5\%$, a objętość przestrzeni martwej jest niezależna od nastawy wydajności. Współczynnik ζ jest w takim przypadku także równy zeru.

Jest oczywiste, że we wszystkich maszynach zmniejszanie wydajności będzie powodowało wzrost względnej objętości przestrzeni martwej spowodowany spadkiem ich wydajności skokowej. Kształty przebiegów uzyskiwane przez porównywane jednostki zależą jednak zarówno od początkowej wartości współczynnika względnej objętości przestrzeni martwej ε_m (por. wykresy A i B), jak też od współczynnika korelacji ζ (wykresy B i C). W efekcie, w obszarze niskich nastaw wydajności ($\chi_p < 0,2$) różnica pomiędzy jednostkami A i D jest kilkunastokrotna.

5.2.2. Straty energetyczne wywołane zjawiskiem sprężania cieczy w przestrzeni martwej

Przechodząc z rozważaniami z pojedynczej komory cylindrowej do całej pompy lub silnika, stwierdzamy, że rozprężanie się poszczególnych porcji cieczy z przestrzeni martwych w kolejnych komorach cylindrowych do kanału ssawnego sumuje się w szkodliwy przepływ wsteczny, którego natężenie Q_w wynosi:

$$Q_w = n_p \cdot q_m \cdot \frac{\Delta p_k}{K}, \quad (5.28)$$

gdzie: n_p – prędkość obrotowa wału napędowego,
 q_m – całkowita objętość martwa jednostki.

Całkowita objętość martwa q_m jednostki o zmiennej wydajności jest sumą początkowej objętości martwej V_m i jej przyrostu wywołanego zmienną nastawą tej maszyny ΔV_m , pomnożoną przez ilość komór cylindrowych i . Korzystając ze wzoru 5.25, możemy zapisać:

$$q_m = i_t \cdot (V_m + \Delta V_k \cdot \zeta) = i_t \cdot [V_k \cdot \varepsilon_m + V_k \cdot (1 - \chi_p) \cdot \zeta], \quad (5.29)$$

a więc:
$$q_m = q_p \cdot [\varepsilon_m + (1 - \chi_p) \cdot \zeta], \quad (5.30)$$

gdzie: q_p – objętość robocza maszyny.

Oznacza to, że natężenie przepływu wstecznego wywołanego ściśnięciem cieczy wyniesie:

$$Q_w = n_p \cdot q_p \cdot [\varepsilon_m + (1 - \chi_p) \cdot \zeta] \cdot \frac{\Delta p_k}{K}, \quad (5.31)$$

przy czym $n_p \cdot q_p = Q_{p \max}$ – wydajności maszyny w chwili gdy $\chi_p = 1$.

Przepływ wsteczny powoduje spadek sprawności objętościowej η_v . Korzystając z definicji tej sprawności i pomijając występujące w maszynie przecieki, uzyskujemy zależność:

$$\eta_v = \frac{Q_p - Q_w}{Q_p} = 1 - \frac{Q_{p \max}}{Q_p} \cdot \frac{\Delta p_k}{K} \cdot [\varepsilon_m + (1 - \chi_p) \cdot \zeta]. \quad (5.32)$$

Ponieważ:

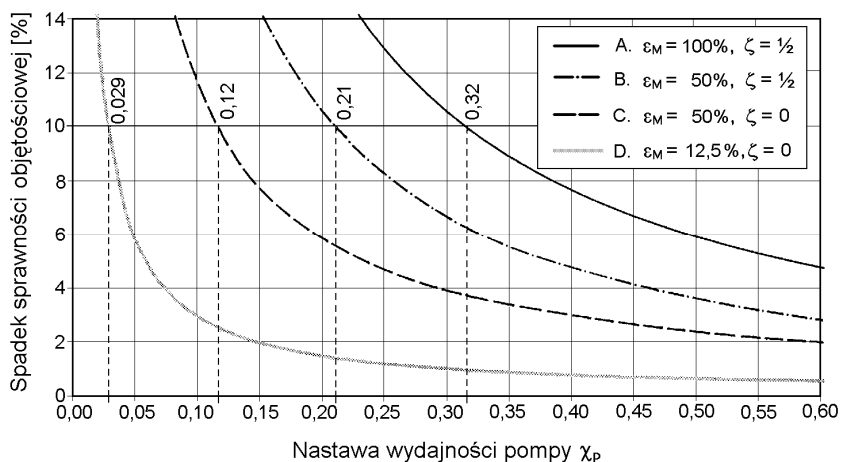
$$\frac{Q_{p \max}}{Q_p} = \frac{1}{\chi_p},$$

ostateczne wyrażenie na spadek sprawności objętościowej wywołany ściśliwością cieczy przybiera postać:

$$\Delta\eta_v = \frac{\Delta p_k}{\chi_p \cdot K} \cdot [\varepsilon_m + (1 - \chi_p) \cdot \zeta]. \quad (5.33)$$

Spadek sprawności objętościowej jest jak widać funkcją kilku parametrów. Wartości przyjmowane przez współczynniki korelacji ζ i względnej objętości przestrzeni martwej ε_m omówiono już powyżej. Współczynnik nastawy wydajności przyjmuje dowolne wartości z przedziału (0÷1). Do wyznaczenia wartości spadku sprawności konieczna jest też znajomość modułu odkształcenia objętościowego K dla cieczy stosowanych w hydraulice. W obszarze ciśnień spotykanych w tych układach wynosi on $1,4 \div 2 \cdot 10^3$ MPa dla oleju mineralnego i ok. $1,85 \cdot 10^3$ MPa dla oleju roślinnego. Ciecze trudnopalne charakteryzują się wartościami modułu K od $1,55 \cdot 10^3$ MPa (HFD) do ok. $3 \cdot 10^3$ MPa (HFC) [18]. W toku dalszych obliczeń przyjęto, że cieczą jest olej mineralny o module $K = 1,7 \cdot 10^3$ MPa.

Opierając się na zależności 5.33, wyznaczono przebiegi spadku sprawności objętościowej $\Delta\eta_v$ rozmaitych pomp w funkcji nastawy ich wydajności. Analizie poddano te same, co poprzednio, cztery warianty konstrukcyjne. Założono przy tym dwie wartości przyrostu ciśnienia w pompie Δp_k . Rysunek 5.7 przedstawia wyniki uzyskane dla $\Delta p_k = 40$ MPa. Kształty uzyskanych przebiegów nie różnią się jak widać od przebiegów zmian względnej objętości przestrzeni martwej, pokazanych na rys. 5.6. Także różnice między poszczególnymi pompami są podobne. Porównując oba skrajne przypadki, tj. pompy A i D, można stwierdzić, że przy maksymalnej nastawie pompy ($\chi_p = 1$) różnica pomiędzy nimi jest równa stosunkowi ich współczynników ε_m , czyli ośmiokrotna. W miarę redukcji wydajności spadek sprawności dla pompy A rośnie szybciej niż dla D, tak że w fazie końcowej różnica między nimi przekracza kilkanaście razy.



Rys. 5.7. Spadek sprawności objętościowej w funkcji nastawy wydajności dla pompy obciążonej ciśnieniem 40 MPa, w zależności od parametrów konstrukcyjnych [45]

Analogiczne obliczenia przeprowadzono dla $\Delta p_k = 25$ MPa. Zgodnie z oczekiwaniami kształt wykresów nie uległ zmianie, zmalały za to bezwzględne wartości spadku sprawności objętościowej. Analizując uzyskane rezultaty, widzimy, że oba współczynni-

ki: ε_m i ζ mają poważny wpływ na sprawność pompy, szczególnie przy silnie zredukowanej wydajności.

Przebiegi zmian spadku sprawności w funkcji różnicy ciśnień przy stałej nastawie wydajności będą miały, jak łatwo zauważyć, charakter liniowy proporcjonalny do Δp_k . Co istotne, wartość przyrostu ciśnienia w komorze cylindrowej Δp_k nie jest tożsama z przyrostem ciśnienia mierzonym w zewnętrznych gniazdach ssawnym i tłocznym pompy Δp_z . Obie te wartości spełniają zależność:

$$\Delta p_k = \Delta p_z + \sum \Delta p_s, \quad (5.34)$$

gdzie: $\sum \Delta p_s$ – sumaryczne straty ciśnieniowe powstające podczas przepływu cieczy przez kanały pompy i mechanizm rozrządu.

Eksperymentalne lub obliczeniowe wyznaczenie dokładnej wartości $\sum \Delta p_s$, jest w typowych warunkach bardzo trudne, przy spotykanych zazwyczaj prędkościach obrotowych wału napędowego i lepkościach cieczy można jednak oszacować, że mieści się ona w przedziale od kilku setnych do kilku dziesiątych MPa. Jeśli za podstawę obliczeń przyjmujemy różnicę ciśnień pomiędzy gniazdem wysoko- i niskociśnieniowym maszyny Δp_z , rzeczywista wartość spadku sprawności objętościowej $\Delta \eta_v$ będzie wyższa od wartości uzyskanej ze wzoru 5.33 (o kilka setnych do kilku dziesiątych procenta).

Wzrost ciśnienia pracy pomp i silników wielotłoczkowych osiowych do powszechnego obecnie poziomu 40÷45 MPa spowodował, że straty wywołane ściśliwością cieczy roboczej mają coraz większy wpływ na osiąganą przez nie sprawność. Dotyczy to szczególnie jednostek o zmiennej wydajności. Oznacza to, że wywołane tym zjawiskiem straty mocy występujące w przekładni hydrostatycznej osiągają poziom porównywalny z przeciekami czy tarciami. Znaczenie przestrzeni martwej do niedawna umykało uwadze konstruktorów maszyn hydraulicznych, dopiero ostatnio pojawiły się pompy i silniki, w których położono nacisk na jej minimalizację. Jest ona jednak koniecznością konstrukcyjną i dalsze jej zmniejszanie w maszynach z rozrządem czołowym napotyka na poważne przeszkody. Niemożliwe, ze względów konstrukcyjnych, jest też wprowadzenie w pompach lub silnikach układu kompensującego ściśliwość cieczy [7].

Równie poważne przeszkody uniemożliwiają też budowę mechanizmu, który zapewniałby stałą objętość przestrzeni martwej, niezależnie od zmian objętości roboczej komory cylindrowej. Ograniczenie omawianych strat energetycznych mogłoby także nastąpić w przypadku zastosowania odmiennych niż dotychczas cieczy roboczych, charakteryzujących się znacznie wyższymi wartościami modułu odkształcenia objętościowego K . Jedyną cieczą o module K zbliżonym do stali jest jednak rtęć (lub inne ciekłe metale), z wielu powodów nienadająca się do tej roli.

Ponieważ proces stopniowego wzrostu ciśnienia pracy będzie prawdopodobnie trwał nadal, a wszystkie stosowane obecnie i dające się przewidzieć w niedalekiej przyszłości ciecze mają zbliżony moduł odkształcenia objętościowego, pojawia się konieczność wprowadzenia do użytku nowych konstrukcji pomp i silników o znacznie ograniczonej przestrzeni martwej. Pożądane byłoby także zmniejszenie wartości współczynnika korelacji ζ do zera. W chwili obecnej warunki te spełnione są jedynie przez maszyny typu PWK.

Konsekwencją opisanych powyżej strat energetycznych i ich zależności od parametrów pracy jednostki jest też ograniczenie możliwości do uzyskania rozpiętości przełożenia

napędu hydrostatycznego. W przypadku silnie obciążonej maszyny typu A lub B, nastawionej na małą wydajność, straty wywołane zmianami objętości cieczy roboczej w jej przestrzeni martwej mogą się stać głównym źródłem strat mocy w całym układzie. Jak widać na rys. 5.7, mogą one sięgać kilkunastu-kilkudziesięciu procent mocy doprowadzonej do układu. Wszystkie pozostałe źródła strat nie przekraczają natomiast kilku procent. Świadczy o tym sprawność całkowita, która dla współczesnych pomp i silników nastawionych na pełną wydajność rzadko spada poniżej 80%. Konieczne jest więc ograniczanie dopuszczalnego w praktyce zakresu zmian nastawy wydajności χ_p . Jeśli dla pompy pracującej przy ciśnieniu $\Delta p_k = 40$ MPa przyjmiemy dopuszczalny poziom strat mocy wywołanych ściśliwością cieczy równy 10%, to pompa A osiągnie go przy nastawie $\chi_p = 0,32$, a pompa B przy $\chi_p = 0,21$ (rys. 5.7). Tymczasem wydajność pompy C można redukować do $\chi_p = 0,12$, a pompy PWK aż do $\chi_p = 0,029$. Podobne rezultaty otrzymamy dla różnych wersji silnika hydraulicznego. Ciekawe jest także porównanie krzywych B i C. Zmiana położenia osi obrotu tarczy oporowej (lub bębna cylindrowego) przy zachowaniu wszystkich pozostałych wymiarów maszyny pozwala na wyraźną redukcję strat wywołanych ściśliwością cieczy. W obszarze niskich nastaw ($\chi_p < 0,3$) różnica ta jest prawie dwukrotna. Jednostki z rozrzędem krzywkowym umożliwiają więc budowę wysokociśnieniowych przekładni hydrostatycznych o znacznie zwiększonej rozpiętości przełożeń. Może to istotnie poszerzyć zakres praktycznych zastosowań napędów hydrostatycznych.

5.3. Dynamiczna nierównomierność przepływu cieczy roboczej

Do szkodliwych zjawisk wywołanych ściśliwością cieczy roboczej należy też zaliczyć dynamiczną nierównomierność przepływu tej cieczy. Jest ona dodatkowym efektem przepływu wstecznego z komory cylindrowej do kanału niskociśnieniowego. Przepływ ten nie ma bowiem charakteru ciągłego w czasie, jak przepływ cieczy roboczej kanałami maszyny. Przeciwnie, ma on charakter serii gwałtownych, impulsowych „wyładowań” zachodzących w momencie połączenia dwóch przestrzeni, w których panują odmienne ciśnienia. Czas ich trwania jest zazwyczaj wielokrotnie krótszy od czasu trwania fazy ssawnej lub tłocznej. Zaburza to ciągłość strumienia płynącej cieczy, generując nierównomierność natężenia przepływu, zmienne ciśnienie i hałas [28, 51, 52].

Szczegółowy przebieg w czasie omawianych „wyładowań” zależy przede wszystkim od ciśnień panujących w kanałach maszyny i prędkości jej wału napędowego (szybkości zmian powierzchni otwartej okna). Znaczenie mają też kształty okien rozrzędu i zakończeń kanałów kolektora (np. istnienie rowków odciążających, podobnych jak na rys. 2.2) oraz lepkość cieczy roboczej. Nie wdając się w szczegółowe analizy przebiegu tego zjawiska należy zauważyć jego ściśle powiązanie z przestrzenią martwą. Zmniejszenie jej objętości powoduje ograniczenie natężenia wstecznego przepływu cieczy, a w efekcie czasu trwania i amplitudy omawianych „wyładowań”, zwiększa więc równomierność pracy pompy lub silnika oraz obniża ich hałaśliwość [40, 41].

Rozdział 6

ZMIANA WYDAJNOŚCI JEDNOSTEK WIELOTŁOCZKOWYCH

Jedną z głównych zalet pomp i silników wielotłoczkowych osiowych jest możliwość bezstopniowej zmiany ich geometrycznej objętości roboczej (często połączona z możliwością zmiany kierunku przepływu cieczy). Tzw. zmienna wydajność (lub chłonność) w połączeniu z dużą mocą jednostkową takich maszyn pozwala na budowę napędów hydrostatycznych o własnościach niedostępnych dla innych rodzajów napędu. Zasady, według których dokonuje się zmiany wydajności, mogą być różne, zależnie od konstrukcji pompy. Niniejszy rozdział poświęcono różnym sposobom sterowania wydajnością jednostek wielotłoczkowych osiowych z rozrzędem czołowym lub krzywkowym i własnościom takich maszyn.

Niezależnie od konstrukcji mechanizmu rozrzędu możliwe są dwa podstawowe sposoby zmiany geometrycznej objętości roboczej w jednostkach wyporowych. Wydajność maszyny jest sumą chwilowych wydajności wszystkich komór roboczych znajdujących się w tej samej fazie (ssania lub tłoczenia). Zmiany wydajności można zatem dokonać, zmieniając albo liczbę czynnych komór roboczych, albo przebiegi chwilowej wydajności poszczególnych komór.

6.1. Zmiana liczby czynnych komór roboczych

Metoda ta polega na zmianie układu połączeń w mechanizmie rozrzędu na taki, przy którym część komór roboczych zostaje połączona bezpośrednio ze sobą. Komory, których objętość ulega zmniejszeniu, przetwarzają ciecz do komór zwiększających objętość, pokonując przy tym jedynie opory przepływu. Wydajność jednostki jest więc sumą wydajności pozostałych, czynnych komór wykonujących rzeczywistą pracę.

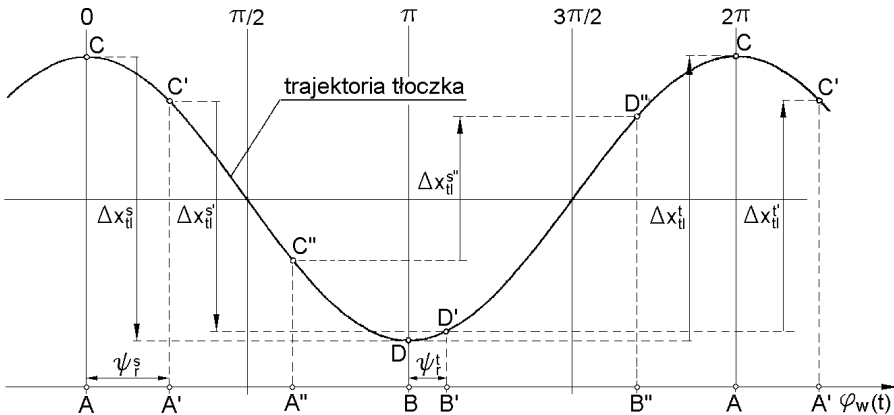
Niezależne odłączanie części komór przy jednoczesnym zasilaniu pozostałych wymaga jednak, aby w mechanizmie rozrzędu maszyny kanały nisko- i wysokociśnieniowy dzieliły się na gałęzie zasilające oddzielnie poszczególne komory. Konstrukcja taka jest spotykana głównie w silnikach wysokomomentowych (tzw. silniki wielobiegowe). W przypadku maszyn wielotłoczkowych osiowych z rozrzędem czołowym możliwość odłączania komór w praktyce nie istnieje. Konstrukcja tych maszyn ogranicza możliwą ilość skoków tłoczka do jednego na obrót, w wyniku czego kolektor czołowy zawiera zawsze pojedyncze kanały S i T, łączące się kolejno ze wszystkimi komorami cylindrowymi.

W przypadku mechanizmu rozrzędu sterowanego krzywką istnieje natomiast możliwość sterowania wydajnością poprzez kontrolowane odłączanie komór roboczych. Wynika to z faktu, że kanały ssawny i tłoczny są oddzielnie doprowadzone do każdej z komór, wyposażonej dodatkowo w oddzielny element sterujący przepływem cieczy (tuleję rozrzędu z oknami). Można więc, podobnie jak w omawianych powyżej silnikach, różnicować warunki pracy poszczególnych komór, i to na dwa sposoby. Oba te sposoby omówiono szczegółowo w rozdziale 6.4.1.

6.2. Zmiana przebiegów wydajności chwilowej komór roboczych

Druga metoda zmiany wydajności polega na modyfikacji przebiegu chwilowej wydajności poszczególnych komór roboczych. Przebiegi zmian chwilowej wydajności komór roboczych w maszynach z obu typami rozrządu opisują zależności 4.2 i 4.6. W obu przypadkach decydujące znaczenie ma przekrój tłoczków i amplituda wykonywanego przez nie ruchu posuwisto-zwrotnego. Amplituda skoku tłoczków s_{tl} jest natomiast uzależniona od kąta nachylenia tarczy oporowej (lub wychylenia bębna cylindrowego względem osi wału) γ . Zmiana wartości tego kąta pozwala więc na sterowanie wydajnością maszyny. Jest to podstawowy sposób sterowania, stosowany obecnie w jednostkach wielotłoczkowych osiowych z rozrządem czołowym.

Istnieje też możliwość polegająca na celowym rozsynchronizowaniu pracy rozrządu i ruchów wykonywanych przez tłoczki. W dotychczasowych rozważaniach obowiązywało założenie wzajemnej synchronizacji tych elementów. Oznaczało to, że okna rozrządu zaczynały się otwierać tuż po przejściu tłoczka przez zewnętrzne lub wewnętrzne położenie zwrotne, a zamykały tuż przed osiągnięciem kolejnego położenia zwrotnego. W wyniku tego, okresy połączenia danej komory cylindrowej z kanałem nisko- lub wysokociśnieniowym pokrywały się ściśle z fazami wysuwania (ssania) lub wsuwania (tłoczenia) tłoczków. Jest to też warunek osiągnięcia przez maszynę maksymalnej wydajności. W przypadku, gdy okresy pracy rozrządu ulegną przesunięciu w fazie względem ruchów wykonywanych przez tłoczki, wydajność ta maleje, osiągając 0 w chwili, gdy kąt przesunięcia fazowego osiągnie $\pi/2$.



Rys. 6.1. Wpływ przesunięcia faz rozrządu na efektywny skok tłoczka

Szczegółowy przebieg tego zjawiska zilustrowano na rys. 6.1. Pokazana u góry trajektoria tłoczka ma przebieg sinusoidalny wzór (2.1 i 2.5). Na przedstawiającej kąt obrotu wału φ_w (lub czas t) osi odciętych zaznaczono chwile początkowe kolejnych faz rozrządu A i B. Punkt A oznacza moment, w którym komora uzyskuje połączenie z kanałem ssawnym, w chwili B następuje jej przełączenie do kanału tłocznego. Rzutując położenie tych punktów na krzywą trajektorii tłoczka, uzyskujemy punkty C i D pokazujące położenia zajmowane przez tłoczek w tych momentach. Odległości pomiędzy tymi punktami Δx_{tl}^s i Δx_{tl}^t stanowią więc efektywny skok tłoczka wykonywany przezeń w fazie ssawnej i tłocznej. Jest oczywiste, że ilość cieczy przetłoczona przez każdą komorę, a co za tym idzie, sumaryczna wydajność pompy zależy wprost od przemieszczenia tłoczka w czasie trwania poszczególnych faz.

W warunkach rozrządu zsynchronizowanego z ruchami tłoczka jego efektywny skok w obu fazach jest równy podwójnej amplitudzie: $\Delta x_{tl}^s = \Delta x_{tl}^t = 2s_{tl}$. Punkty A' i B' ilustrują przypadek, gdy początek fazy ssawnej przesunięty jest w fazie względem ruchu tłoczka o kąt ψ_r^s , a koniec tej fazy o kąt ψ_r^t . Odpowiadają temu nowe położenia C' i D' tłoczka, co oznacza spadek efektywnego skoku tłoczka w obu fazach. Wartości efektywnych skoków tłoczka w fazach ssania i tłoczenia Δx_{tl}^s i Δx_{tl}^t są sobie przy tym równe niezależnie od wartości kątów przesunięcia fazowego ψ_r^s i ψ_r^t . Przemieszczenia tłoczka w obu tych fazach mają natomiast zawsze przeciwne kierunki. Jak łatwo zauważyć, w przypadku gdy ψ_r^s i ψ_r^t są równe $\pi/2$ efektywny skok tłoczka spada w obu fazach do zera. W przypadku rozrządu czołowego o typowym, symetrycznym kształcie kanałów kolektora (patrz rys. 2.1 i 2.2) wartości kątów ψ_r^s i ψ_r^t muszą być oczywiście zawsze równe. Różnica pomiędzy ich wartościami możliwa jest jedynie dla kolektora o kanałach niesymetrycznych, który w praktyce występuje bardzo rzadko. Konstrukcja rozrządu sterowanego krzywką pozwala natomiast na znacznie swobodniejsze kształtowanie faz rozrządu, czemu odpowiadają różniące się wartości ψ_r^s i ψ_r^t . Praktyczne sposoby uzyskiwania takich przebiegów opisano w dalszej części pracy.

Należy też rozpatrzyć przypadek przesunięcia faz rozrządu o kąt większy niż $\pi/2$. Efektywny skok tłoczka wzrasta powyżej zera, lecz równocześnie przemieszczenia tłoczka w każdej fazie zmieniają kierunki na przeciwne. Oznacza to w praktyce, że pompa też zaczyna tłoczyć ciecz w przeciwnym kierunku. Przypadek ten ilustrują punkty A'', B'', C'' i D''. W chwili gdy kąty ψ_r^s i ψ_r^t osiągną wartość π , wydajność pompy osiąga ponownie swe maksimum, przy przeciwnym do wyjściowego kierunku tłoczenia zgodnie z równaniem:

$$\Delta x_{tl}^s = -\Delta x_{tl}^t = (\cos \psi_r^s + \cos \psi_r^t) \cdot s_{tl} . \quad (6.1)$$

Można je wykorzystać do obliczania sumarycznej wydajności maszyny, wystarczy jedynie znajomość liczby tłoczków i ich średnicy.

6.3. Zmiana wydajności w jednostkach z rozrządem czołowym

Jak już wspomniano, konstrukcja jednostek wyposażonych w rozrząd czołowy umożliwia sterowanie ich wydajnością przez zmianę ilości czynnych komór roboczych. Pozostaje jedynie możliwość zmian przebiegów wydajności chwilowej ich komór. Możliwe są przy tym oba wymienione wcześniej warianty tej metody.

6.3.1. Zmiana wydajności przez zmianę fizycznego skoku tłoczków

Metoda ta stosowana jest powszechnie w obu typach jednostek z rozrządem czołowym. Opierając się na równaniu ruchu tłoczka 2.2, łatwo stwierdzić, że decydujące znaczenie ma kąt nachylenia tarczy wychylnej bądź korpusu wychylnego γ (rys. 2.3 i 2.4). Zmieniając położenie katowe tych elementów, zmieniamy wartość fizycznego skoku wykonywanego przez tłoczki, co pozwala sterować wydajnością maszyny. Co więcej, położenie katowe tarczy wychylnej lub wirnika może być zmieniane w obu kierunkach względem położenia „zerowego” (prostopadłego do osi wału). Pozwala to na zmianę kierunku tłoczenia pompy przy zachowanym stałym kierunku obrotów jej wału napędowego (lub na pracę nawrotną silnika). Znajduje to szerokie zastosowanie w przekładniach o obiegu zamkniętym.

W przypadku jednostek o zmiennej wydajności (chłonności) istotne znaczenie mają charakterystyki procesu sterowania, tj. zależność pomiędzy zmianami wartości sygnału sterującego a odpowiadającymi im wartościami odpowiedzi układu. W omawianym przypadku jest to zależność pomiędzy kątem wychylenia tarczy lub wirnika a zmianami wydajności maszyny. Najkorzystniejszym przypadkiem jest oczywiście zależność ściśle liniowa, ułatwiająca konstrukcję układu regulacji. W przypadku jednostki z wychylną tarczą, sterowaną w omawiany powyżej sposób, mamy do czynienia z nieliniową zależnością:

$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma_{\max}}, \quad (6.2)$$

gdzie: γ_{\max} – maksymalna wartość kąta wychylenia tarczy,
 Q_{\max} – wydajność osiągnięta przy $\gamma = \gamma_{\max}$.

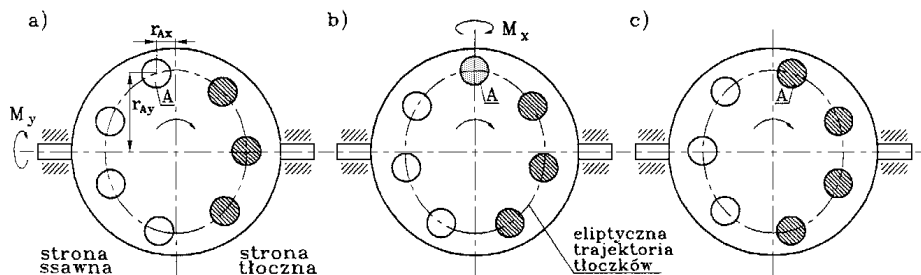
Do oceny różnic pomiędzy uzyskiwaną charakterystyką sterowania a idealną liniową duże znaczenie ma jednak występujący w praktyce zakres zmian kąta γ . Dzięki wieloletnim doświadczeniom producentów takich jednostek wiadomo, że kąt γ_{\max} nie powinien przekraczać 18° . Wynika to z warunków współpracy tłoczka, obciążonego momentem gnącym, z otworem prowadzącym w bloku cylindrowym. Wzrost kąta γ powyżej 18° może spowodować wzrost nacisków na krawędziach otworu i tłoczka i zanik filmu olejowego pomiędzy nimi. Dla tak określonego przedziału zmienności kąta γ kształt funkcji $\operatorname{tg} \gamma$ niewiele różni się od liniowego. Maksymalne odchyłki od liniowości nie przekraczają 2,5%.

Warunki pracy tłoczków w jednostkach z wychylnym korpusem są odmienne. Tłoczki nie są obciążone momentem gnącym, a jedynie siłą osiową. Pozwala to zwiększyć wartość kąta γ_{\max} , granicę tego wzrostu wyznaczają jedynie warunki przenoszenia momentu obrotowego pomiędzy wałem napędowym a wirnikiem. Spotykane obecnie wartości kąta γ_{\max} sięgają w jednostkach o zmiennej wydajności $25 \div 30^\circ$. Dla takiego zakresu zmienności kąta wychylenia różnice pomiędzy funkcją $\operatorname{tg} \gamma$ a linią prostą stają się bardziej widoczne. Nie przekraczają one jednak 8%, co pozwala stwierdzić, że omawiany sposób sterowania zapewnia w obu przypadkach korzystny kształt charakterystyki sterowania.

6.3.1.1. Obciążenia działające na elementy mechanizmu zmiany wydajności

W obu omawianych powyżej przypadkach elementy służące do zmiany (tarcza wychylna lub zespół wirnika i kolektora czołowego) są obciążone siłami pochodzącymi od poszczególnych tłoczków. Ze względu na bardzo wysokie ciśnienie (40 MPa i powyżej) działające na tłoczki znajdujące się po stronie tłocznej suma składowych osiowych tych sił może uzyskiwać znaczne wartości – w dużych maszynach sięgające wielu ton. Siła ta jest przenoszona przez zespół łożyskowania elementów wychylnych. Niskie prędkości kątowe występujące w tym węźle i ograniczony do kilkudziesięciu stopni maksymalny kąt wychyłu ułatwiają jednak znacznie konstrukcję tego zespołu.

Dużo poważniejszym problemem jest za to wypadkowy moment działający na omawiany mechanizm. Siły pochodzące od poszczególnych tłoczków zmieniają swą wartość w zależności od fazy cyklu, w którym znajduje się dany tłoczek, zmieniają też punkt przyłożenia ze względu na ruch wykonywany przez tłoczki względem tarczy. Zmianom ulega też liczba tłoczków znajdujących się jednocześnie w danej fazie. Zjawiska te zilustrowano na rys. 6.2 i 6.3 na przykładzie tarczy oporowej w pompie z wychylną tarczą, wyposażonej w 7 tłoczków. Rysunek 6.2 przedstawia 3 kolejne fazy przemieszczania się tłoczków względem tarczy.



Rys. 6.2. Kolejne fazy przemieszczania się tłoczków względem tarczy odporowej

Tarcza może się wychylać względem osi poziomej, co oznacza, że oś pionowa dzieli ją na połowki odpowiadające stronie ssawnej (niskociśnieniowej) i tłocznej (wysokociśnieniowej). W chwili a) tłoczek oznaczony literą A znajduje się pod koniec fazy ssawnej i zbliża się do mostka rozrządu. Oznacza to, że po stronie tłocznej znajdują się w danej chwili 3 tłoczki (zakreskowane), a po stronie ssawnej – 4. Kolejna sytuacja b) odpowiada dokładnie chwili przechodzenia tłoczka A przez mostek rozrządu. Liczba tłoczków po stronie ssawnej i tłocznej jest równa 3, podczas gdy tłoczek A znajduje się w fazie przejściowej (gwałtownego wzrostu ciśnienia). Ostatnia faza c) rozpoczyna się w chwili, gdy ciśnienie działające na tłoczek A zrówna się z ciśnieniem tłoczenia. Liczba tłoczków po stronie tłocznej wynosi zatem 4, a po stronie ssawnej – 3. Stan ten utrzymuje się do chwili powtórzenia się sytuacji pokazanej na rys. a) z kolejnym tłoczkiem zajmującym miejsce tłoczka A.

Mamy więc do czynienia ze zjawiskiem cyklicznej zmiany liczby tłoczków znajdujących się w fazach ssawnej i tłocznej. Jest to wynikiem stosowania we wszystkich maszynach nieparzystej liczby tłoczków. Dodatkowo, ze względu na nachylenie płaszczyzny tarczy względem osi obrotu wirnika, trajektorie tłoczków ma kształt eliptyczny. Wynikiem opisanych powyżej zjawisk jest działanie na tarczę dwóch momentów wypadkowych M_x i M_y obracających tarczę względem prostopadłych osi x i y . Rozwiązując równania postaci:

$$M_x(\varphi_w) = A_{tl} \cdot \sum_{i=1}^{n_{tl}} p_i(\varphi_w) \cdot r_{xi}(\varphi_w), \quad (6.3)$$

$$M_y(\varphi_w) = A_{tl} \cdot \sum_{i=1}^{n_{tl}} p_i(\varphi_w) \cdot r_{yi}(\varphi_w), \quad (6.4)$$

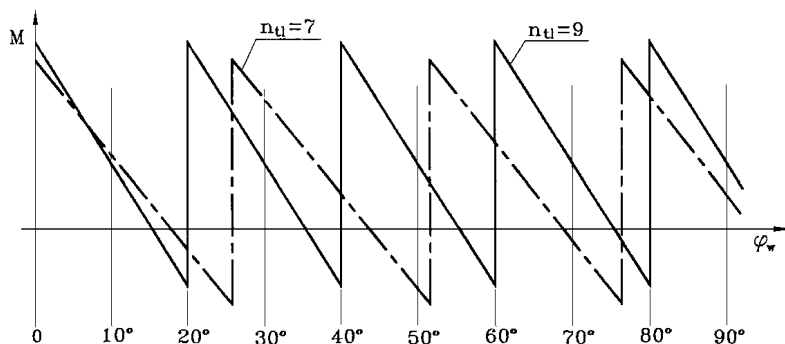
gdzie: $p_i(\varphi_w)$ – zmiany ciśnienia działającego na i -ty tłoczek w funkcji kąta obrotu wału,
 $r_{xi}(\varphi_w)$, $r_{yi}(\varphi_w)$ – współrzędne trajektorii i -tego tłoczka w funkcji kąta obrotu wału,

otrzymujemy przebiegi zmian obu momentów działających na tarczę w funkcji kąta obrotu wału napędowego. Kształty uzyskanych w ten sposób przebiegów momentu M_x , wyznaczone przy założeniu $n_{tl} = 7$ i $n_{tl} = 9$, pokazano na rys. 6.3 [56].

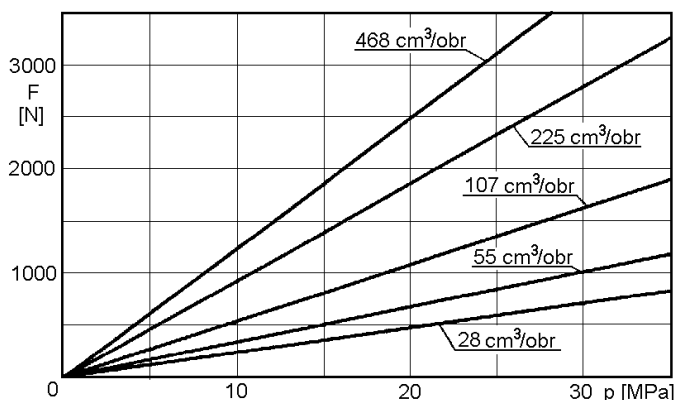
Jak widać, wartości momentu w obu przypadkach zmieniają się cyklicznie, przy czym okres tych zmian jest równy połowie podziałki kątowej tłoczków θ . Wartości uzyskiwane przez składową M_x są znaczne. Składowa ta jest w całości przenoszona przez układ łożyskowy tarczy i pomimo dużej wartości nie stwarza ona większych problemów konstruktorom.

Kształt przebiegów składowej M_y , działającej w płaszczyźnie prostopadłej do M_x odpowiada ściśle pokazanym powyżej przebiegom M_x . Składowa M_y przyjmuje jednak znacz-

nie mniejsze wartości. Pomimo to jest ona dla konstruktorów źródłem poważniejszych problemów, gdyż momentu działającego w tej płaszczyźnie nie może przenieść układ łożyskowania tarczy. Przenosi się on w całości na mechanizm sterujący jej położeniem. W miarę wzrostu ciśnienia w kanałach maszyny rośnie więc moment niezbędny do utrzymania tarczy w określonym położeniu, tzw. moment ustalający [8]. Jeszcze większy moment wymagany jest do przesterowania tego mechanizmu, trzeba bowiem dodatkowo pokonać siły tarcia, bezwładności i siły wywołane zjawiskiem żyroskopowym (w jednostce z wychylnym korpusem). Przykładowe wartości dla pompy Rexroth A2V pokazano na rys. 6.4 [57]. Oznacza to istotną komplikację tego mechanizmu, w praktyce mającego postać serwomechanizmu hydraulicznego z siłownikiem (jednym lub kilkoma) sterowanym za pomocą rozdzielacza nadążnego lub proporcjonalnego. Konstrukcja taka zwiększa zarówno gabaryty pompy lub silnika, jak również koszt ich wytwarzania. Co więcej, zastosowanie serwomechanizmu hydraulicznego komplikuje układ, w którym jednostka taka ma znaleźć zastosowanie, wymaga on bowiem niezależnego źródła zasilania cieczą pod ciśnieniem. Nie może być nim pompa sterowana za pomocą tego serwomechanizmu. W efekcie powstaje konieczność stworzenia dodatkowego obiegu cieczy sterującej, zasilanego oddzielną pompą pomocniczą wraz z całym niezbędnym osprzętem.



Rys. 6.3. Przebieg zmian momentu M_x w funkcji kąta obrotu wału [56]



Rys. 6.4. Siły niezbędne do sterowania wydajnością pomp typu Rexroth A2V

Dla porządku należy dodać, że istnieje trzecia składowa momentu M_z , działająca w płaszczyźnie tarczy, a wywołana siłami tarcia pomiędzy współpracującymi elementami. Wartości przyjmowane przez tę składową przy prawidłowo zaprojektowanym podparciu hydrostatycznym tłoczków są jednak niewielkie, podobnie jak amplituda jej zmian. Ponieważ moment ten przenoszony jest w całości przez reakcje w łożyskach, nie ma on istotnego wpływu na funkcjonowanie maszyny.

6.3.1.2. Wpływ kąta wychylenia tarczy na zjawiska niepożądane

Przy porównaniu rozmaitych sposobów zmiany wydajności istotnym kryterium oceny jest ich wpływ na omówione w rozdziale 5 zjawiska niepożądane, takie jak: kinematyczna i dynamiczna nierównomierność przepływu, straty energetyczne wywołane ściśliwością cieczy oraz hałaśliwość. Sterowanie wydajnością poprzez zmianę kąta wychylenia tarczy oporowej lub wirnika nie ma żadnego wpływu na kinematyczną nierównomierność przepływu. Łatwo zauważyć, że przebieg chwilowej wydajności każdej komory cylindrowej zachowuje stale ten sam sinusoidalny charakter, zmianie ulegają jedynie wartości Q_{kmax} . Przebieg wydajności sumarycznej nie zmienia również kształtu, z czym wiąże się stała wartość współczynnika δ_Q . Istotny jest też fakt, że dla dowolnej nastawy momenty przejścia danej komory przez mostek rozrządu pokrywają się zawsze ze zwrotnymi położeniami tłoczków. Oznacza to bliską zeru ich prędkość, dzięki czemu objętość komory cylindrowej w chwili przesterowania jest praktycznie niezmienna. Eliminuje to zjawiska dynamiczne, nieuniknione w sytuacji przesterowywania komór o zmieniającej się objętości (por. rozdział 6.3.2.2).

Mniej korzystnie wygląda natomiast zagadnienie wpływu procesu zmiany wydajności na zjawiska energetyczne spowodowane ściśliwością cieczy. Zgodnie z wynikami analizy przedstawionej w rozdziale 5.2.2, zmniejszanie wydajności przy wysokim ciśnieniu powoduje szybki wzrost względnych strat energetycznych (rys. 5.7). Zjawisko to stanowi jedną z barier w dalszym rozwoju pomp i silników wielotłoczkowych osiowych wyposażonych w rozrząd czołowy. Zjawiska dynamicznej nierównomierności przepływu oraz hałaśliwości wiążą się ściśle z zagadnieniem strat energetycznych, wywołanych ściśliwością cieczy roboczej w przestrzeni martwej (por. rozdział 5.3). Oznacza to, że redukcja wydajności powoduje również nasilenie obu tych zjawisk. W chwili obecnej pompy i silniki omawianego typu są powszechnie uważane za najbardziej hałaśliwe, co stanowi jedną z głównych ich wad.

6.3.2. Zmiana wydajności przez obrót kolektora czołowego

Konstrukcja jednostek wyposażonych w rozrząd czołowy stwarza też możliwość zmiany ich wydajności poprzez zmianę położenia kąтового kolektora czołowego [27]. Efektem obrotu kolektora względem osi bębna cylindrowego jest przemieszczenie kanałów S i T, w wyniku czego dochodzi do przesunięcia faz rozrządu, analogicznego z opisanym w rozdziale 6.1.2. Wpływ przesunięcia faz rozrządu na efektywny skok tłoczka w fazach ssawnej i tłocznej zilustrowano na rys. 6.1. Należy przy tym zauważyć, że oba kąty przesunięcia fazowego ψ_r^s i ψ_r^t są zawsze równe sobie i tożsame z kątem obrotu kolektora ψ_k . Wynika to z niezmiennego i symetrycznego kształtu tego elementu. Kąt obrotu kolektora ψ_k może przybierać wartości od 0 do π . Korzystając ze wzoru 6.1, można wykazać, że wydajność pompy Q spełnia w tym przypadku zależność:

$$Q = Q_{max} \cdot \cos \psi_k \quad (6.5)$$

Istnieje więc możliwość redukcji wydajności do zera, jak również zmiany kierunku przepływu cieczy na przeciwny.

Charakterystyka procesu sterowania opisana wzorem 6.5 ma sinusoidalny kształt, różniący się poważnie od optymalnego przebiegu liniowego. Jest to okoliczność utrudniająca budowę precyzyjnie działającego układu sterowania. Istnieją co prawda rozwiązania pozwalające na kompensację nieliniowego kształtu charakterystyki (np. mechanizm krzywkowy), jednakże ich zastosowanie komplikuje konstrukcję, zwiększa gabaryty, może też być źródłem dodatkowego obciążenia układu sterowania wydajnością.

6.3.2.1. Obciążenia działające na elementy mechanizmu zmiany wydajności

Obracanie kolektora czołowego maszyny wielotłoczkowej wymaga pokonania działających nań sił. Minimalizacja strat objętościowych w szczelinie oddzielającej kolektor od wirującego bębna cylindrowego wymaga przyłożenia siły osiowej dociskającej blok cylindrowy do kolektora. Siła ta jest równa wartości ciśnienia działającego na powierzchnię, będącą różnicą powierzchni otworów w bloku cylindrowym i okien rozrzędu na jego powierzchni czołowej. Powierzchnia okien rozrzędu, niezależnie od ich kształtu, wynosi od 0,3 do 0,7 powierzchni otworów (rozdział 2.1.1). Oznacza to, że siła dociskająca bęben do kolektora wynosi też 0,3 do 0,7 sumarycznej siły działającej na tłoczki. Jest to prawdą wyłącznie w przypadku, gdy moment obrotowy przekazywany jest na bęben cylindrowy w sposób umożliwiający swobodny przesuw bębna wzdłuż osi. W wielu konstrukcjach mamy jednak do czynienia z dodatkowymi sprężynami dociskowymi lub sztywnym połączeniem bębna z wałem napędowym (w jednostkach z wychylną tarczą). Połączenie takie powoduje przenoszenie części siły osiowej na układ łożyskowania wału.

Podobnie jak w przypadku sił działających na tarczę oporową, występuje zróżnicowanie sił generowanych przez poszczególne komory cylindrowe. Spowodowane jest ono różnymi wartościami ciśnienia panującego w fazach ssawnej i tłocznej oraz zmieniającą się liczbą komór znajdujących się w danej fazie. Mamy więc ponownie do czynienia z momentami wypadkowymi M_x , M_y i M_z działającymi we wzajemnie prostopadłych płaszczyznach. O ile składowe M_x i M_y wywołane siłami osiowymi mają mniejsze wartości niż w przypadku tarczy oporowej, o tyle moment tarcia M_z może przyjmować wartości większe. Wynika to ze znacznie większej powierzchni, jaką ma wypełniona olejem szczelina (w porównaniu z sumaryczną powierzchnią szczelin na powierzchniach czołowych stopek). Moment tarcia lepkiego w tej szczelinie stanowi jedno z istotnych źródeł strat energetycznych w jednostkach z rozrzędem czołowym. Wartości te nie są jednak na tyle duże, by utrudniało to w istotnym stopniu konstrukcję mechanizmu obracającego kolektor. Przyczyną bardzo rzadkiego stosowania w praktyce takiego sposobu sterowania wydajnością pompy są niewątpliwie generowane przezeń niepożądane zjawiska dynamiczne.

6.3.2.2. Wpływ obrotu kolektora na zjawiska niepożądane

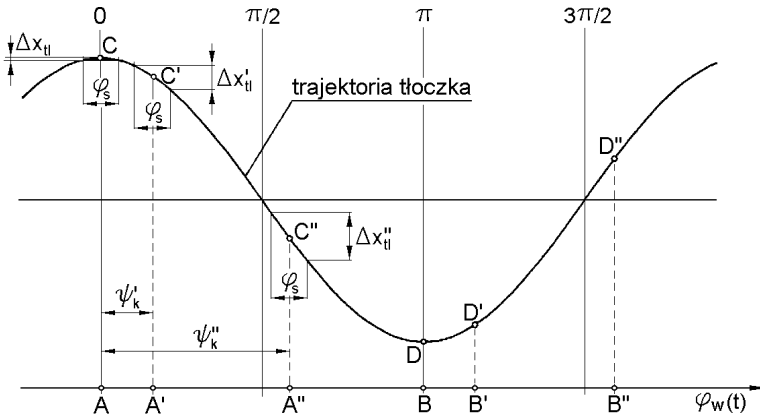
Sterując wydajnością maszyny osiowej poprzez obrót kolektora czołowego, przesuwamy momenty przesterowania komory poza położenia zwrotne tłoczka. Zjawisko to zilustrowano na rysunku 6.5. Rozpatrując je, nie można zapominać, że oznaczone punktami C, C', D i D' momenty przesterowania komór są w rzeczywistości zjawiskami rozciągniętymi w czasie. Mamy bowiem z reguły do czynienia z dodatnim przekryciem na mostku i wywołanym przez nie zjawiskiem chwilowego zaślepienia komór (rozdział 2.1.1). Zaznaczając na wykresie trajektorii tłoczka wartość kąta zaślepienia φ_s , można wyznaczyć odpowiadającą

jące temu kątowemu wartości przemieszczenia tłoczka Δx_{tl} . Zakładając symetryczny przebieg zjawiska zaślepienia względem charakterystycznych punktów C, C', D i D', można zapisać:

$$\Delta x_{tl}(A_i) = x_{tl}\left(A_i + \frac{\varphi_s}{2}\right) - x_{tl}\left(A_i - \frac{\varphi_s}{2}\right), \quad (6.6)$$

gdzie A_i jest punktem na osi położenia kątowego wału φ_w odpowiadającym kolejnym chwilom przesterowania. Ponieważ funkcja $x_{tl}(\varphi_w)$ opisująca trajektorię tłoczka ma w całym obszarze charakter funkcji ciągłej i różniczkowalnej, można wzór 6.6 sprowadzić do przybliżonej postaci:

$$\Delta x_{tl}(A_i) \cong x'_{tl}(A_i) \cdot \varphi_s. \quad (6.7)$$



Rys. 6.5. Zmiany objętości komór cylindrowych w chwili zaślepienia (przechodzenia przez mostek rozrządu)

Dla jednostek z wychylną tarczą trajektorię tłoczka opisuje wzór 2.2. Uwzględniając wzór 2.1, można więc zapisać:

$$\Delta x_{tl}(\psi_k) \cong 2 \cdot s_{tl} \cdot \frac{b_m - l_o}{D_c} \cdot \sin \psi_k, \quad (6.8)$$

gdzie: b_m, l_o, D_c – wymiary charakterystyczne rozrządu czołowego (patrz rys. 2.1),
 s_{tl} – amplituda skoku tłoczka.

Wyrażenie 6.8 ilustruje zależność pomiędzy wartością przemieszczenia tłoczka w zaślepionej komórce, wymiarami charakterystycznymi rozrządu a kątem obrotu kolektora. Widać z niego, że maksymalne wartości przemieszczenia tłoczka występują w przypadku obrotu kolektora o kąt $\psi_k = \pi/2$. Taka sama zależność widoczna jest także na rys. 6.5.

Jest oczywiste, że przemieszczenie tłoczka powoduje gwałtowne skoki ciśnienia w zaślepionej komórce cylindrowej. Szczególnie gwałtowny przebieg będą one miały w sytuacji zmniejszania się objętości tej komory. Spadek objętości komory równy jest iloczynowi przemieszczenia tłoczka Δx_{tl} i jego powierzchni:

$$\Delta V_k = \Delta x_{tl} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tl}^2}{4}. \quad (6.9)$$

Uzyskaną w ten sposób wartość należy odnieść do objętości, jaką miała komora w chwili, gdy uległa zaślepieniu. Należy przy tym uwzględnić jej całkowitą objętość, tzn. sumę objętości czynnej (stanowiącej odpowiednią część objętości skokowej) i przestrzeni martwej. Dysponując równaniem ruchu tłoczka $x_{tl}(\varphi_w)$, można wyznaczyć zmiany objętości czynnej opisane równaniem:

$$V'_k(\varphi_w) = [x_{tl\max} - x_{tl}(\varphi_w)] \cdot \frac{\pi \cdot d_{tl}^2}{4}, \quad (6.10)$$

gdzie: $x_{tl\max}$ – położenie tłoczka odpowiadające maksymalnej objętości komory cylindrowej.

Przyjmując podaną we wzorze 2.2 kinematykę tłoczka i uwzględniając zależność 5.14, można zapisać zmiany objętości całkowitej komory V''_k jako:

$$V''_k(\varphi_w) = V'_k(\varphi_w) + V_m = (\cos \varphi_w + 1 + 2 \cdot \varepsilon_m) \cdot s_{tl} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tl}^2}{4}. \quad (6.11)$$

Stosunek zmiany objętości wywołanej przemieszczeniem tłoczka ΔV_k do objętości komory w początkowej chwili zaślepienia można określić jako względną zmianę objętości cieczy ε_v . Chcąc wyznaczyć zależność pomiędzy wartościami ε_v a kątem obrotu kolektora ψ_k , należy uwzględnić fakt, że początek zaślepienia ma miejsce w chwili, gdy:

$$\varphi_w = \psi_k - \frac{\varphi_s}{2}. \quad (6.12)$$

Wynika to z założonego wcześniej symetrycznego przebiegu procesu zaślepienia względem ψ_k . Ostatecznie więc, względna zmiana objętości cieczy będzie równa:

$$\varepsilon_v \cong \frac{2 \cdot (b_m - l_o) \cdot \sin \psi_k}{D_c \cdot \left[\cos \left(\psi_k - \frac{b_m - l_o}{D_c} \right) + 1 + 2 \cdot \varepsilon_m \right]}. \quad (6.13)$$

Zgodnie z zależnością 5.11 spowoduje ona przyrost ciśnienia cieczy w komorze, wynoszący:

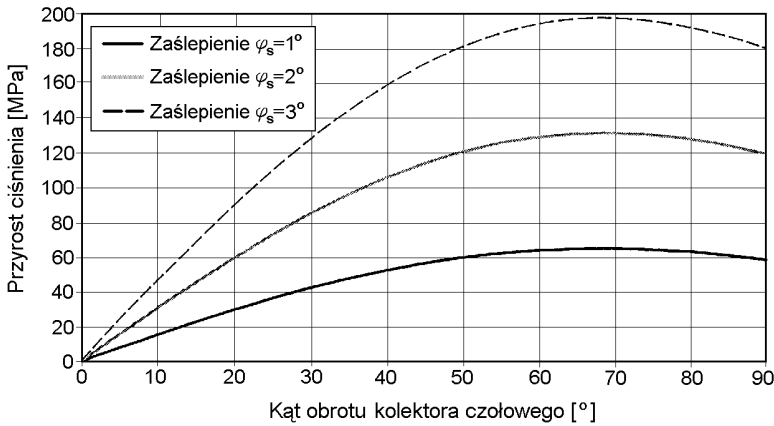
$$\Delta p_k \cong \varepsilon_v \cdot K. \quad (6.14)$$

Wartości modułu odkształcenia objętościowego K charakteryzujące ciecze hydrauliczne podano w rozdziale 5.2.1. Rozwiązując powyższe równanie dla technicznie uzasadnionych wartości kąta zaślepienia $\varphi_s = 1 \div 3^\circ$ oraz charakteryzującej olej mineralny wartości $K = 1700$ MPa, otrzymujemy rezultaty pokazane na rys. 6.6. Do obliczeń przyjęto współczynnik względnej objętości przestrzeni martwej $\varepsilon_m = 50\%$.

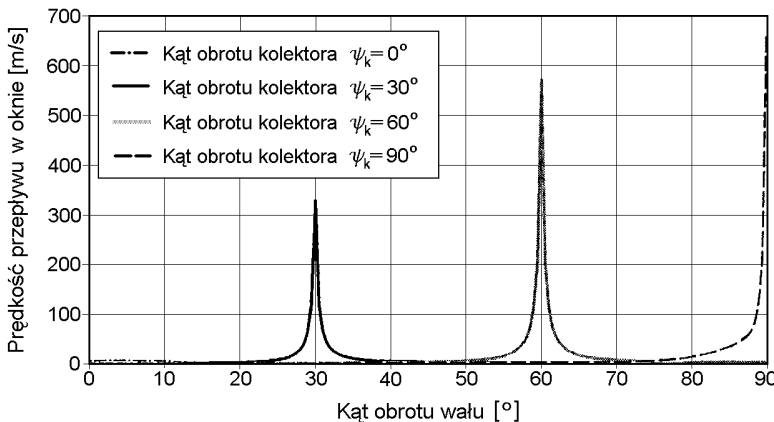
Obliczone w ten sposób przyrosty ciśnienia w komorze cylindrowej są w przybliżeniu proporcjonalne do wartości kąta zaślepienia φ_s , osiągając maksimum przy obrocie kolektora o kąt $\psi_k \approx 68^\circ$. Dla założonego modułu ściśliwości cieczy uzyskano w tym punkcie wartości ok. 60 MPa dla najmniejszego kąta zaślepienia $\varphi_s = 1^\circ$. Zjawisko to zachodzi pod koniec fazy tłoczenia, a zatem ciśnienie w komorze cylindrowej jest sumą ciśnienia panującego w kanale tłocznym i przyrostu ciśnienia. Wartość szczytowa ciśnienia może nawet w takiej sytuacji przekroczyć wytrzymałość elementów maszyny i doprowadzić do jej awarii.

W rzeczywistych warunkach należy uwzględnić szereg zjawisk dodatkowych, mających zarówno ujemny, jak i dodatni wpływ na przebiegi zmian ciśnienia w komorze.

W pierwszym rzędzie odgrywa tu rolę dynamika całego procesu. Skoki ciśnienia będą bowiem występować także w sytuacji zerowego, czy nawet ujemnego przekroczenia na mostku. Sytuacja taka zachodzi wówczas, gdy szerokość mostka b_m jest równa lub mniejsza od szerokości okna l_o (rys. 2.1). Kąt zaślepienia φ_s spada co prawda do zera, podobnie jak przemieszczenie tłoczka w czasie zaślepienia Δx_{η} . Mamy jednak do czynienia z istotnym spadkiem powierzchni otwartej okna, co jest źródłem zjawisk analogicznych z rozpatrywanymi w rozdziale 4. Chodzi tu głównie o gwałtowny wzrost prędkości przepływu w oknie, pociągający za sobą wzrost oporów przepływu, a w efekcie zmiany ciśnienia w komorze cylindrowej. Ponieważ prędkość tłoczków, opisana zależnością 2.4, w fazie początkowej (φ_w bliskie zera) jest najniższa, a maksimum osiąga dla $\varphi_w = \pi/2$, skoki prędkości przepływu przy obróconym kolektorze są znacznie gwałtowniejsze od opisanych w rozdziale 4.1. Ilustrację tej zależności pokazano na rys. 6.7. Pokazuje on przebiegi zmian prędkości chwilowej w oknie jednostki B2 dla kolejnych położenia kolektora czołowego: $\psi_k = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ i 90° .



Rys. 6.6. Przyrost ciśnienia w zaślepionej komorze wywołany obrotem kolektora czołowego



Rys. 6.7. Przyrosty prędkości przepływu w oknie jednostki B2 wywołane obrotem kolektora

Wyniki te uzyskano, przyjmując we wszystkich przypadkach ujemne przekrycie na mostku rozrządczym odpowiadające kątowi zaślepienia $\varphi_s = -1^\circ$. W rezultacie przebieg pierwszy uzyskany dla $\psi_k = 0$ nie pokrywa się z pokazanym na rys. 4.1 i 4.2 przebiegiem dla analizowanej jednostki przy dodatnim kącie zaślepienia $\varphi_s = +1^\circ$. Uzyskane w tym przebiegu wartości v_o nie przekraczają bowiem kilku m/s. Obrót kolektora pociąga za sobą wzrost prędkości chwilowej do maksymalnych wartości: 330 m/s przy $\psi_k = 30^\circ$, 570 m/s przy $\psi_k = 60^\circ$ i 660 m/s przy $\psi_k = 90^\circ$. Tak wysoka prędkość przepływu jest oczywiście przyczyną wzrostu oporów przepływu, a więc pogarsza dodatkowo sytuację. Przyjęcie dodatniego przekrycia na mostku spowoduje dalszy wzrost prędkości przepływu. Czynnikiem łagodzącym przebieg omawianego zjawiska są natomiast sprężyste odkształcenia elementów maszyny wywołane przez wzrost ciśnienia w komorze. Należy tu rozpatrywać nie tylko elementy bezpośrednio tworzące komorę cylindrową, takie jak tłoczek i bęben cylindrowy, lecz również elementy mające wpływ na zmiany położenia tłoczków czy bębna. Są nimi: wał napędowy wraz z łożyskowaniem, zespół tarczy wychylnej czy zewnętrzny korpus maszyny. Odkształcenia wszystkich tych elementów powodują wzrost objętości komory, kompensujący częściowo ruch tłoczka w fazie zaślepienia. Wpływ tych odkształceń jest jednak stosunkowo niewielki ze względu na wymaganą w pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych wysoką sztywność konstrukcji. Zakładając typowe rozwiązania konstrukcyjne maszyny i stosowane powszechnie materiały, można oszacować, że wyznaczone powyżej przyrosty ciśnienia zostaną zredukowane o kilka-kilkanaście procent.

Kolejnym zjawiskiem łagodzącym, mającym przy tym większy wpływ na przebieg zmian ciśnienia, są przecieki z komory cylindrowej. Komora nie jest bowiem nigdy zaślepiona w stopniu całkowitym, dzięki czemu ilość cieczy wypełniającej ją w omawianej fazie ulega zmniejszeniu. Główne źródła przecieków występujących w maszynie z rozrządem czołowym omówiono w rozdziale 7.2.1. Ponieważ przecieki mają charakter przepływu laminarnego, ich sumaryczne natężenie jest proporcjonalne do różnicy ciśnień pomiędzy komorą a karterem maszyny. Chcąc wyznaczyć ilość cieczy opuszczającej w ten sposób komorę ΔV_p musimy jednak znać czas trwania przecieków. Oznacza to niemożność analizowania tego procesu tak jak dotychczas, wyłącznie w funkcji położenia katowego wału φ_w . Konieczne jest bowiem uwzględnienie prędkości katowej wału i rozwiązanie równania postaci:

$$\Delta V_p = \frac{k}{\omega_w} \cdot \int_{t_0}^{t_1} \Delta p(t) \cdot dt, \quad (6.15)$$

gdzie: $\Delta p(t)$ – zmiany różnicy ciśnień pomiędzy komorą a karterem w funkcji czasu,
 t_0, t_1 – chwila początkowa i końcowa fazy zaślepienia komory,
 k – współczynnik uzależniający przecieki od różnicy ciśnień,
 ω_w – prędkość katowa wału.

Dokładne wyznaczenie przebiegu zmian ciśnienia w komorze roboczej pompy lub silnika przy obracaniu kolektora czołowego jest jak widać zagadnieniem złożonym i wymaga przeprowadzenia szeroko zakrojonej analizy dynamicznej. Konieczne jest też uwzględnienie dużej liczby czynników wpływających na omówione powyżej zjawiska, takich jak:

- kinematyka elementów roboczych maszyny,
- kształty okien rozrządu i kanałów kolektora,
- wymiary geometryczne i własności materiałowe większości elementów tworzących pompę lub silnik,

- geometria szczelin oddzielających komorę cylindrową od karteru i kolektora, jak również podpory hydrostatycznej w stopce,
- własności cieczy roboczej: lepkość, moduł ściśliwości (z uwzględnieniem zawartości powietrza nierozpuszczonego w cieczy),
- prędkość obrotowa wału napędowego.

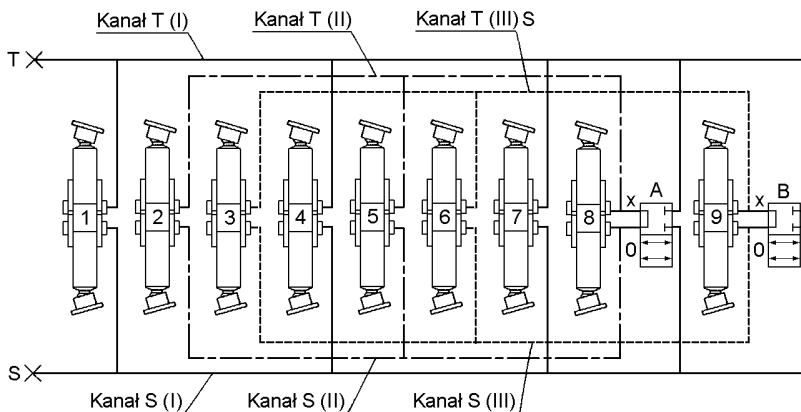
Należy też zauważyć, że omawiane powyżej trudności występują w przypadku, gdy komora znajdująca się w stanie zaślepienia zmniejsza swoją objętość. W przypadku przeciwnym, występującym pod koniec fazy ssawnej, mamy do czynienia ze spadkiem ciśnienia, którego naturalną granicą jest próżnia. Różnica w porównaniu z ciśnieniem panującym w kanale niskociśnieniowym maszyny jest zatem niewielka. Mogą natomiast występować zjawiska kawitacyjne o stosunkowo niewielkim zasięgu. Wynika to z faktu, że względny przyrost objętości komory nawet w najmniej korzystnych przypadkach jest ograniczony do ok. 10%. Ze względu na minimalne różnice ciśnień, wpływ przecieków i odkształceń komory też będzie niewielki. Jedynym zjawiskiem mającym nadal istotny wpływ pozostanie wzrost chwilowej prędkości przepływu w oknach rozrządu.

6.4. Zmiana wydajności w jednostkach z rozrzędem sterowanym krzywką

Odmierna budowa mechanizmu rozrzędu sterowanego krzywką, w połączeniu z „odwróconą” kinematyką głównych elementów (wirujące tarcze oporowe, nieruchomy bęben cylindrowy), uniemożliwia bezpośrednie zastosowanie opisanych powyżej metod sterowania wydajnością, stwarza jednak w zamian szereg odmiennych możliwości.

6.4.1. Zmiana liczby czynnych komór roboczych

Mechanizm rozrzędu sterowanego krzywką pozwala na zmianę liczby komór znajdujących się w stanie czynnym, tj. wykonujących rzeczywistą pracę, i sterowanie w ten sposób wydajnością pompy lub chłonnością silnika. Możliwe są dwa sposoby sterowania, pierwszy z nich zilustrowano na rys. 6.8. Polega on na rozgałęzieniu głównych, zbiorczych kanałów S i T, tak aby każda z gałęzi łączyła się z wybranymi komorami pompy lub silnika. Zakładając liczbę komór roboczych wynoszącą 9 oraz podział kanału ssawnego na 3 gałęzie, możemy połączyć gałąź I tego kanału z komorami 1,4 i 7, gałąź II z komorami 2,5 i 8, a gałąź III z komorami 3,6 i 9. Analogiczny podział na gałęzie i układ połączeń występowałby także w kanale tłocznym. W przypadku całkowitego oddzielenia kanałów S i T (rozdzielacze A i B w położeniu „0”) pompa pracowałaby z pełną wydajnością. Połączenie między sobą dowolnych gałęzi obu kanałów (np. gałęzi II poprzez przesterowanie rozdzielacza A w położenie „x”) powodowałoby, że komory współpracujące z tą gałęzią (tzn. komory 2, 5 i 8) przetłaczałyby olej między sobą, pokonując jedynie opory przepływu, a wydajność pompy spadłaby o 1/3. Przesterowanie kolejnego rozdzielacza B w położenie „x” powodowałoby wyłączenie z działania kolejnych komór 3, 6 i 9, i dalszy spadek wydajności do 1/3 wartości początkowej. Zależnie od ilości komór roboczych w maszynie i przyjętego podziału kanałów S i T można zatem budować jednostki dwu- lub wielobiegunowe o zróżnicowanym stosunku wydajności. Konieczność budowy rozgałęzionych kanałów S i T oraz stosowania dodatkowych rozdzielaczy komplikowałaby jednak istotnie konstrukcję takiej maszyny.



Rys. 6.8. Zmiana liczby czynnych komór roboczych w jednostce z rozrzędem krzywkowym

Drugim z możliwych do zastosowania sposobów jest wprowadzenie bezpośredniego sterowania ruchem poszczególnych tulejek rozrzędu. W przypadku unieruchomienia tulejki w jednym ze skrajnych położeń, obsługiwana przez nią komora cylindrowa będzie połączona stale z kanałem S lub T. Będzie to oznaczało wyłączenie tej komory z normalnej pracy i odpowiedni spadek wydajności całej maszyny. Jest to oczywiście niemożliwe w przypadku, gdy ruchy wszystkich tulejek są wymuszane przez pojedynczą krzywkę sterującą. Można sobie jednak wyobrazić konstrukcję mechanizmu rozrzędu z niezależnym sterowaniem ruchami poszczególnych tulejek. Ze względu na całkowicie odmienną zasadę ich działania i stwarzane przez nie możliwości, ich analiza wykracza poza zakres niniejszej pracy.

Jest oczywiste, że w obu omawianych powyżej przypadkach sterowanie wydajnością musi odbywać się skokowo. Osiągana przez maszynę wydajność będzie zależała od liczby komór czynnych i odłączonych w danym momencie, a te są zawsze liczbami całkowitymi. Oba sposoby zmiany wydajności pociągają też za sobą zjawiska niepożądane, a w szczególności wzrost współczynnika kinematycznej nierównomierności. W przypadku pokazanym na rys. 6.8 jego wartość wzrastałaby z 1,5% przy pełnej wydajności (jednostka z 9 komorami) do 14% przy wydajności zredukowanej o 2/3 (jednostka z 3 komorami). W przypadku wydajności zredukowanej o 1/3 (6 czynnych komór) wartość współczynnika δ_Q będzie wynosiła ok. 6,5%. Wartość ta jest wyraźnie niższa od wartości podanej w tabeli 5.1 dla jednostki z 6 komorami. Wynika to z faktu, że oba pracujące w tym momencie zespoły komór czynnych są w takim przypadku przemieszczone względem siebie o kąt 40° równy podziałce kątowej maszyny z 9 komorami. W typowej maszynie z 6 komorami kąt ten wynosi natomiast 60° . Takie nierównomierne rozmieszczenie komór względem siebie pozwala zmniejszyć wypadkowy współczynnik nierównomierności maszyny waporowej (por. rozdział 5.1.2). W przypadku jednostek z niezależnie odłączanymi komorami, wartość współczynnika δ_Q będzie zależała od ilości i wzajemnego rozmieszczenia na obwodzie czynnych komór cylindrowych, będzie ona jednak zawsze wyraźnie większa od wartości wyjściowej (przy wszystkich komorach czynnych).

6.4.2. Zmiana przebiegów wydajności chwilowej komór roboczych

Przebiegi wydajności chwilowej komór cylindrowych w jednostkach typu PWK mogą być zmieniane z wykorzystaniem obu sposobów wymienionych w rozdziale 6.2. Dodatkowe możliwości stwarza tu podwójny układ tłoczków i tarcz oporowych. Chcąc przeanalizować te możliwości, należy skorzystać z uogólnionego wzoru 5.9 opisującego wydajność chwilową komory cylindrowej. Uwzględniając w nim możliwość przyjmowania dowolnej wartości przez oba kąty przesunięcia fazowego ψ_{a1} i ψ_{a2} , otrzymujemy:

$$Q'_k = A_{tl} \cdot \frac{D_{tl}}{2} \cdot \omega \cdot (tg \gamma_{a1} \cdot \sin(\omega t + \psi_{a1}) + tg \gamma_{a2} \cdot \sin(\omega t + \psi_{a2})) \quad (6.16)$$

gdzie: γ_{a1} , γ_{a2} , ψ_{a1} , ψ_{a2} – odpowiednie wartości kątów γ i ψ_0 dla obu tarcz oporowych.

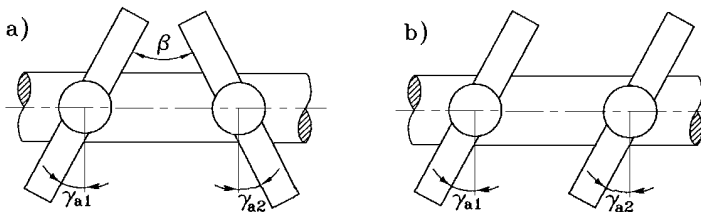
W najczęściej spotykanym przypadku, gdy obie tarcze oporowe nachylone są pod tym samym kątem $\gamma = \gamma_{a1} = \gamma_{a2}$ i umieszczone symetrycznie względem siebie na wale ($\psi_{a1} = \psi_{a2} = 0$), uzyskujemy zależność:

$$Q'_k = -A_{tl} \cdot D_{tl} \cdot tg \gamma \cdot \omega \cdot \sin \omega t = 2 \cdot Q'_{tl} \quad (6.17)$$

Przypadek ten odpowiada również maksymalnej wydajności jednostki.

6.4.2.1. Zmiana kąta nachylenia tarcz oporowych

Przedstawiony sposób, przejęty z jednostek z wychylną tarczą, można stosować też w maszynach z rozrzędem krzywkowym, przy czym sterowanie może dotyczyć zarówno jednej z tarcz, jak i obu równocześnie. Chcąc w pełni odwzorować charakterystyki sterowania uzyskiwane przez jednostki z wychylną tarczą, łącznie z możliwością zmiany kierunku tłoczenia należałoby zmieniać kąty nachylenia obu tarcz. Parametrem decydującym o nastawie wydajności i kierunku przepływu cieczy jest wypadkowy kąt pomiędzy płaszczyznami czołowymi obu tarcz: $\beta = \gamma_{a1} + \gamma_{a2}$ (rys. 6.9a). W przypadku, gdy kąty nachylenia obu tarcz zmieniano by synchronicznie (czyli wartości γ_{a1} i γ_{a2} byłyby zawsze równe), uzyskana charakterystyka sterowania pokrywałaby się z charakterystyką maszyn z wychylną tarczą (por. rozdział 6.3.1).



Rys. 6.9. Sposoby sterowania kątem nachylenia tarcz oporowych

Przy niezależnym sterowaniu kątami γ_{a1} i γ_{a2} i równoległym ustawieniu tarcz wydajność spadałaby do zera, nawet jeśli tarcze byłyby wychylone z położenia zerowego (rys. 6.9b). Tłoczki poruszałyby się, zachowując jednak stałą odległość pomiędzy sobą, a zatem objętość komory cylindrowej byłaby również stała. Można też ograniczyć sterowanie do zmiany kąta wychylenia tylko jednej z tarcz, pozostawiając drugą nachyloną pod stałym kątem. Przypadek taki uniemożliwia jednak zmianę kierunku tłoczenia, gdyż wypadkowy

kąt pomiędzy tarczami β może się wtedy zmieniać jedynie w granicach $0 \div \beta_{\max}$. Zależność między zmianą kąta nachylenia każdej z tarcz a zmianą wydajności maszyny Q opisuje wzór:

$$Q = \frac{Q_{\max}}{2 \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\max}} \cdot (\operatorname{tg} \gamma_{a1} + \operatorname{tg} \gamma_{a2}). \quad (6.18)$$

Maksymalny kąt nachylenia tarcz γ_{\max} , ze względów konstrukcyjnych, nie może przekraczać $16 \div 18^\circ$ (tak jak w jednostkach z wychylną tarczą). Dla kątów w zakresie $-\gamma_{\max} \div +\gamma_{\max}$ przebieg funkcji $\operatorname{tg} \gamma$ mało różni się od liniowego.

Z konstrukcyjnego punktu widzenia oba omówione powyżej sposoby sterowania wydajnością są jednak trudne do zrealizowania. Wynika to z faktu, że obie tarcze oporowe wirują razem z wałem. Ponieważ siły działające na nie byłyby równie duże, jak w istniejących obecnie maszynach z wychylną tarczą, mechanizm sterowania wydajnością musiałby składać się z wirującej wraz z wałem części wykonawczej (siłownika lub ich zespołu) zasilanego z usytuowanego na zewnątrz układu hydraulicznego. Problemem jest tu zarówno zasilanie siłowników, jak również znaczny wzrost masy, gabarytów i momentu bezwładności części wirującej. Jeszcze większe problemy stwarzałaby praktyczna niemożność statycznego wyważenia części wirującej (wynikająca ze zmieniającego się w chwili zmiany nastawy rozkładu mas, np. wskutek napełniania olejem komór siłownika), co przy dużej prędkości obrotowej, sięgającej kilku tysięcy obr./min, byłoby niedopuszczalne.

Inna odmiana konstrukcyjna mechanizmu sterowania wydajnością przewiduje unieruchomienie jego części wykonawczej (siłowników) i przekazywanie siły sterującej na wirujące tarcze za pomocą elementów pośredniczących (przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne takiego mechanizmu pokazano w pracy Ivantyśnów [18]). Nie ulega jednak wątpliwości, że praktyczna realizacja takiego rozwiązania napotkałaby na szereg problemów.

6.4.2.2. Obrót tarcz oporowych względem siebie na wale

Z równania 6.16 wynika, że efekt zmiany wydajności można też uzyskać, utrzymując stały kąt nachylenia obu tarcz do osi wału. Zamiast tego można obracać je względem siebie wokół osi wału o kąt ψ , doprowadzając do przesunięcia w fazie ruchów wykonywanych przez oba zespoły tłoczków. Wydajność chwilowa każdej z komór cylindrowych wyniesie:

$$Q'_k = A_{tl} \cdot \frac{D_{tl}}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (\sin(\omega t + \psi_{a1}) + \sin(\omega t + \psi_{a2})). \quad (6.19)$$

Przebieg zmian wydajności chwilowej komory Q'_k zależy od kątów obrotu obu tarcz na wale ψ_{a1} i ψ_{a2} . Maksimum wydajności osiągamy w chwili, gdy oba te kąty są równe zeru, co odpowiada maksymalnej wartości kąta β . Przyjmując $\psi_{a1} = \psi_{a2} = \pi$, uzyskujemy również wartość maksymalną Q'_k , lecz z przeciwnym znakiem, co oznacza zmianę kierunku tłoczenia. Warunek $\psi_{a1} - \psi_{a2} = \pi$ oznacza za to, że wydajność poszczególnych komór będzie równa zeru, ponieważ obie tarcze ustawią się jak na rys. 6.9b. Wydajność całkowita maszyny będzie się zmieniać zgodnie ze wzorem:

$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{\cos \psi_{a1} + \cos \psi_{a2}}{2}. \quad (6.20)$$

Tak jak poprzednio, sterowane mogą być obie tarcze synchronicznie, obie tarcze niezależnie lub tylko jedna z tarcz. W dwu pierwszych przypadkach pozwala to na sterowanie prę-

kością w przedziale $-Q_{\max} \div +Q_{\max}$, w przypadku trzecim $Q_{\max} \div 0$ (co oznacza stały kierunek tłoczenia). Różnić się będą natomiast charakterystyki zależności Q od zmian kąta przesunięcia fazowego tarcz. Wynika to z faktu, że sterowanie wydajnością w pełnym zakresie wymaga obracania tarcz o kąt $0 \div \pi$, a przebieg funkcji $\cos \varphi$ w tym obszarze jest nieliniowy.

Także i w tym przypadku budowa mechanizmu zmieniającego położenie tarcz na wale napotyka na poważne trudności. Połączenie tarczy z wałem przenosi bowiem duże obciążenia: siły osiowe i promieniowe wynikające z naporu tłoczków na tarczę jak również moment skręcający. Cały zespół wykonuje jednocześnie ruch obrotowy. O ile możliwe jest odciążenie omawianego węzła od sił pochodzących od tłoczków i przeniesienie ich na obudowę maszyny przez znacznie wzmocnione łożyskowanie, o tyle przeniesienie przezeń momentu skręcającego jest warunkiem działania pompy lub silnika. W połączeniu z dużym kątem, o który należy obracać tarczę, stawia to poważne wyzwanie konstruktorowi.

6.4.2.3. Przesunięcie osiowe krzywki na wale

Wydajność jednostek z rozrzędem krzywkowym zależy też od wzajemnego położenia kąтового krzywki sterującej mechanizmem rozrzędu względem tarcz oporowych i jej przesunięcia osiowego względem mostka rozrzędu. W związku z tym, przemieszczając krzywkę na wale, można sterować wydajnością maszyny. Chociaż krzywka wiruje wraz z wałem pompy, podobnie jak tarcze oporowe, to siły i momenty działające na nią podczas pracy są mniejsze o kilka rzędów wielkości. Dzięki temu konstrukcja mechanizmu zmiany wydajności jest znacznie łatwiejsza.

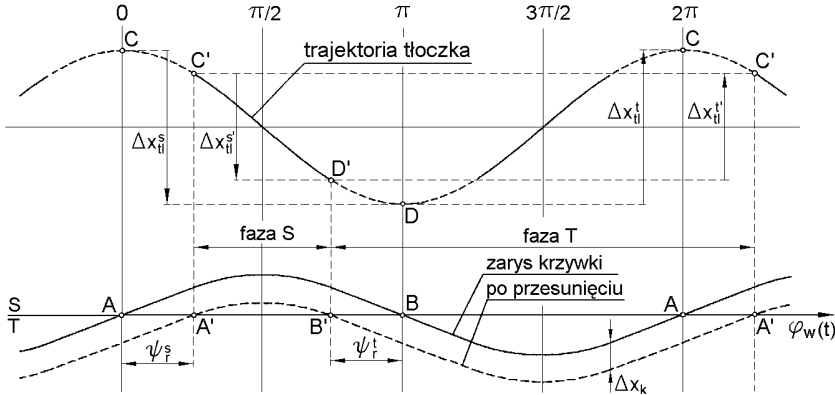
Najprostszym sposobem sterowania wydajnością jest przesunięcie osiowe krzywki na wale. W jednostce o stałej wydajności okno rozrzędu przecięte w tulei usytuowane jest początkowo (w chwili gdy $x_r = 0$) symetrycznie względem mostka oddzielającego kanał ssawny od tłocznego (rys. 1.2). Oznacza to, że czas połączenia komory cylindrowej z oboma tymi kanałami jest jednakowy (zakładając symetrię zarysu krzywki), a momenty kolejnych przejść tulei przez położenie środkowe przypadają gdy $\varphi_w = k \cdot \pi$ (punkty A i B na wyjściowym zarysie krzywki – rys. 6.10). Po przesunięciu osiowym krzywki o odcinek Δx_k i wynikającym z niego identycznym przesunięciu tulejki rozrzędu kolejne przejścia przez mostek będą następowały w punktach A' i B'. Rzutując punkty przejścia tulejki przez mostek na trajektorię tłoczka, otrzymujemy punkty C i D oraz C' i D' wyznaczające położenia tłoczka w tych momentach. Punkty te odpowiadają początkowi i końcowi następujących przemienne faz: ssawnej i tłocznej. Efektywny skok tłoczka jest przy tym równy różnicy położen zajmowanych przez tłoczek na początku i końcu każdej z tych faz. Jeżeli krzywka znajduje się w położeniu wyjściowym ($\Delta x_k = 0$), to punktom przejścia tulei przez mostek A i B odpowiadają położenia zwrotne tłoczków C i D. Dzięki temu efektywny skok tłoczka Δx_{it} jest równy jego skokowi fizycznemu $2 \cdot s_{it}$. Skok ten ma oczywiście tę samą wartość zarówno w fazie ssawnej jak i tłocznej: $\Delta x_{it}^s = \Delta x_{it}^t$.

Po przesunięciu krzywki na początku fazy ssawnej tłoczek zajmuje położenie C', a pod jej koniec D'. Oznacza to, że efektywny skok tłoczka w tej fazie zmniejszył się do Δx_{it}^s , skrócił się także czas trwania tej fazy (faza S). Ze względu na symetrię zarysu krzywki przesunięcie w fazie punktu początkowego tej fazy ψ_r^s (odcinek AA') równe jest co do wartości przesunięciu punktu końcowego ψ_r^t (odcinek B'B). Ponieważ jednak przesunięcia fazowe punktów początkowego i końcowego mają przeciwne kierunki, długość fazy S zmaleje o $2 \cdot \psi_r^s$. O tyle samo wzrośnie natomiast długość kolejnej fazy T. Pomimo to efektywny skok tłoczka w tej fazie Δx_{it}^t (wyznaczony przez punkty D' i C') będzie rów-

ny co do wartości $\Delta x_{tl}^{s'}$, różniąc się jedynie kierunkiem. Zależność pomiędzy wartościami efektywnego skoku tłoczka a wykonywanym przez niego skokiem rzeczywistym (który nie zmienia wartości) można opisać wzorem:

$$\Delta x_{tl}^{s'} = \Delta x_{tl}' = 2 \cdot s_{tl} \cdot \cos \psi_r^s, \quad (6.21)$$

gdzie: s_{tl} – amplituda skoku rzeczywistego.



Rys. 6.10. Zmiana efektywnego skoku tłoka wywołana osiowym przesunięciem tulei rozrządu

Pozostałą część skoku rzeczywistego stanowi tzw. skok martwy. Jest to ta część skoku, którą tłoczek wykonuje w obu kierunkach (przechodząc w trakcie przez jedno z położen zwrotnych) w czasie, gdy komora połączona jest stale z jednym kanałem (zaznaczona linią przerywaną na rys. 6.10). Skok martwy generuje bezproduktywny przepływ pomiędzy komorami cylindrowymi połączonymi z tym samym kanałem pompy, zmniejszając w ten sposób jej sumaryczną wydajność Q . W rozważaniach szczegółowych należy też uwzględnić wartość przekrycia na mostku Δb_m . Przesunięcie efektywne krzywki $\Delta x'_k$ będzie równe:

$$\Delta x'_k = \Delta x_k - \frac{\Delta b_m}{2}, \quad (6.22)$$

gdzie: Δx_k – fizyczna wartość osiowego przesunięcia tulei rozrządu.

Przesuwając osiowo krzywkę o $s_k + \Delta b_m/2$ (zarówno w przód, jak i w tył), powodujemy spadek efektywnego skoku tłoczków do zera, czyli ciągłe połączenie komór cylindrowych z jednym kanałem maszyny i ich równoczesne odcięcie od drugiego kanału (punkty A' i B' pokrywają się przy $\varphi_w = \pi/2$). Osiowe przesunięcie krzywki rozrządu pozwala więc sterować wydajnością jednostki w zakresie $Q_{\max} \neq 0$. Średnia wartość natężenia przepływu cieczy przez rozpratywaną jednostkę Q_s będzie w takim przypadku wynosiła:

$$Q_s = Q_{\max} \cdot \frac{\Delta x_{tl}'}{\Delta x_{tl}} = Q_{\max} \cdot \cos \psi_r^s. \quad (6.23)$$

6.4.2.3.1. Zarys krzywki sterującej

Chcąc wyznaczyć zależność zmian wydajności maszyny Q od przesunięcia krzywki Δx_k , musimy znać zależność pomiędzy Δx_k a kątami ψ_r^s i ψ_r^t , co z kolei wymaga znajomości zarysu krzywki. W rozdziale 2.2.1 rozpatrywano przydatność rozmaitych zarysów w pompie o stałej wydajności. Niestety, prezentowany obecnie sposób sterowania wydajnością pompy stawia nowe wymagania przed krzywką, co zmusza do przeprowadzenia ponownej analizy. Wymagania stawiane poprzednio sprowadzały się do:

- maksymalizacji kąta nachylenia zarysu względem płaszczyzny prostopadłej do osi wału w chwili przejścia okna w tulei przez mostek, tj. dla $\varphi_w = k \cdot \pi$,
- równoległości zarysu do tej płaszczyzny (czyli zerowej prędkości tulei) w chwili osiągnięcia przez tłoczki maksymalnej prędkości, tj. dla $\varphi_w = \pi/2, 3 \pi/2, 5 \pi/2, \dots$,
- minimalizacji przyspieszeń działających na tuleje rozrządu i maksymalizacji promienia krzywizny zarysu w całym obszarze zmienności φ_w .

W przypadku gdy krzywka przesuwana jest osiowo na wale, moment przejścia okna w tulei przez mostek może nastąpić przy różnych wartościach położenia kąтового wału φ_w . Kąt nachylenia wszystkich rozpatrywanych poprzednio zarysów względem płaszczyzny prostopadłej do osi wału maleje w miarę, gdy rośnie φ_w (por. rys. 2.8) Z maksymalnym kątem nachylenia mamy do czynienia jedynie w chwili, gdy $\varphi_w = 0$. Natomiast dla $\varphi_w = \pi/2$ kąt nachylenia wszystkich zarysów musi spaść do zera (co wynika z warunku b).

Ponieważ czas przechodzenia okna przez mostek (a co za tym idzie kąt zaślepienia komory cylindrowej) jest odwrotnie proporcjonalny do tangensa kąta nachylenia zarysu krzywki w danym punkcie, osiągałby on minimalną wartość dla $\Delta x_k = 0$ i rósłby wraz z przesunięciem osiowym tulei (niezależnie od kierunku przesunięcia). Przesunięcie krzywki byłoby zatem równoważne ze wzrostem kąta zaślepienia komory. Na zjawisko powyższe nakłada się ruch tłoczków w chwili przechodzenia tulejki przez mostek. Tłoczki są bowiem nieruchome w chwilach przejścia wyłącznie dla krzywki nieprzesuniętej. W miarę wzrostu przesunięcia krzywki Δx_k rośnie natomiast wartość kąta nachylenia trajektorii tłoczka w punktach C' i D' (patrz rys. 6.10), co oznacza rosnącą jego prędkość. Efektem coraz szybszego ruchu tłoczków w czasie przechodzenia tulei przez mostek (coraz dłuższym) byłyby gwałtownie rosnące skoki ciśnienia w zaślepionej komorze cylindrowej zmieniającej szybko swą objętość.

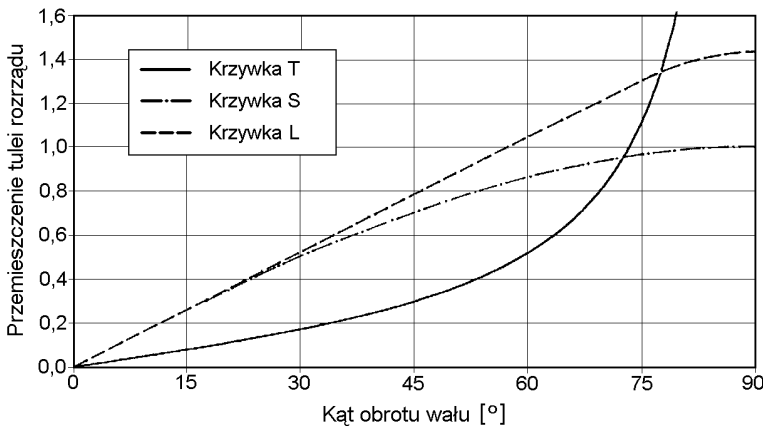
W rozpatrywanym obecnie mechanizmie z przesuwaną krzywką zasadniczej zmianie musi zatem ulec warunek a). Aby ograniczyć opisywane zjawiska zarys krzywki, musiałby minimalizować czas przesterowania w miarę wzrostu prędkości tłoczków, co oznacza ciągły wzrost prędkości tulei rozrządu v_r w obszarze $0 < \varphi_w < \pi/2$. Przykładowy kształt takiego zarysu, oznaczony jako krzywka T, przedstawiono na rys. 6.11. Jest oczywiste, że żaden zarys o takim kształcie nie może być zastosowany w praktyce, ze względu na niemożność spełnienia kryteriów b) i c). Dopuszczalne kształty zarysów będą się mieściły pomiędzy pokazanymi na tym samym rysunku zarysami: sinusoidalnym S i liniowym L. Zarys sinusoidalny (podobnie jak pozostałe zarysy prezentowane w punkcie 2.2.1) wykazuje omówioną wadę (wzrost kąta zaślepienia wywołany przesunięciem tulei).

Zarysem spełniającym większość stawianych wymagań może być za to zarys liniowy L, którego podstawowe parametry geometryczne zilustrowano na rys. 6.12. Najogólniej biorąc składa się on z odcinków prostoliniowych połączonych styczną do nich krzywą. Parametrami charakteryzującymi zarys liniowy będą: kąt nachylenia i długość części liniowych oraz kształt łączącej je krzywej. Liniowa część zarysu zapewnia stałą prędkość tulei rozrządu v_r , z czego wynika stała wartość kąta zaślepienia komory. Z tego względu należy dążyć do maksymalizacji jej długości i kąta nachylenia. Daje to w jednak w efekcie zarys

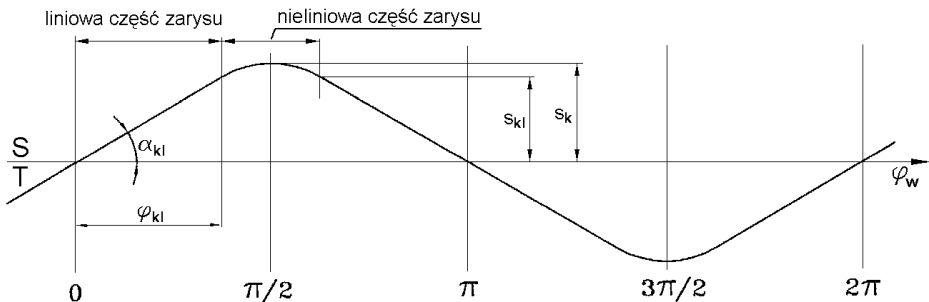
o kształcie linii łamanej, niemożliwy do zastosowania w praktyce. Nieliniowa część krzywej, łącząca oba odcinki liniowe, musi więc spełnić wymagania b) i c), tj. zapewnić możliwie najłagodniejsze wyhamowanie tulei i ponowne przyspieszenie w przeciwnym kierunku, przy zachowaniu możliwie dużego promienia krzywizny. Wymagania te są sprzeczne z minimalizacją i stałością kąta zaślepienia w całym obszarze zmian wydajności. Dlatego też konieczne jest sformułowanie kompromisowych założeń konstrukcyjnych. Mogą się one sprowadzać do rezygnacji z pełnego zakresu sterowania wydajnością maszyny i ograniczenia się do pewnego przedziału zmian wydajności, np. $Q_{\max} \div 0,25 \cdot Q_{\max}$. Odpowiada to wartościom kątów ψ_r^s i ψ_r^t w przedziale $0 \div 75,5^\circ$. W przedziale tym zarys krzywki powinien mieć charakter liniowy (co opisuje kąt liniowości zarysu $\varphi_{kl} = 75,5^\circ$), a jego kąt nachylenia α_{kl} będzie wynikał z założonej wartości kąta zaślepienia komory (przy danej wartości przekrycia na mostku Δb_m). Skok krzywki na wale Δx_k ograniczony będzie tak, aby uniemożliwić przechodzenie okna przez mostek w obszarze nieliniowej części zarysu krzywki. Odpowiada temu warunek:

$$\Delta x_k \leq s_{kl} + \frac{\Delta b_m}{2}, \quad (6.24)$$

gdzie: s_{kl} – skok liniowej części zarysu krzywki (patrz rys. 6.12).



Rys. 6.11. Podstawowe zarysy krzywek sterujących zmianą wydajności



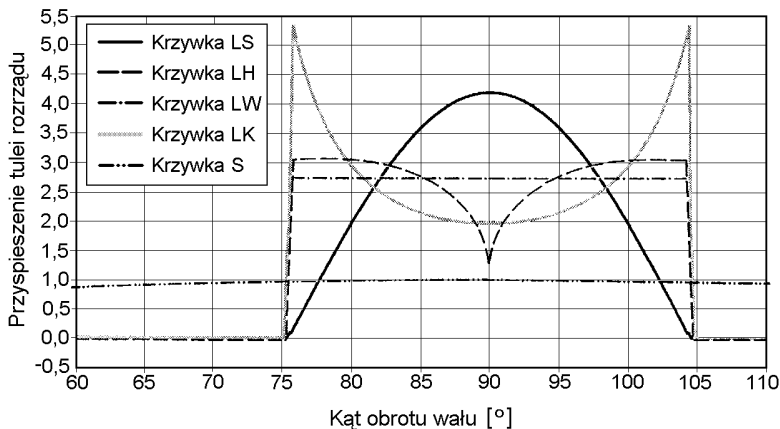
Rys. 6.12. Geometria zarysu liniowego

Kolejnym problemem wymagającym przeanalizowania jest kształt części nieliniowej zarysu. Maksymalny promień zarysu uzyskamy, łącząc obie części liniowe stycznym do nich okręgiem. Zarys taki, oznaczony jako LK, poddano analizie, otrzymując przebieg zmian przyspieszenia działającego na tulejkę (rys. 6.13). Przy konstrukcji zarysu przyjęto następujące założenia:

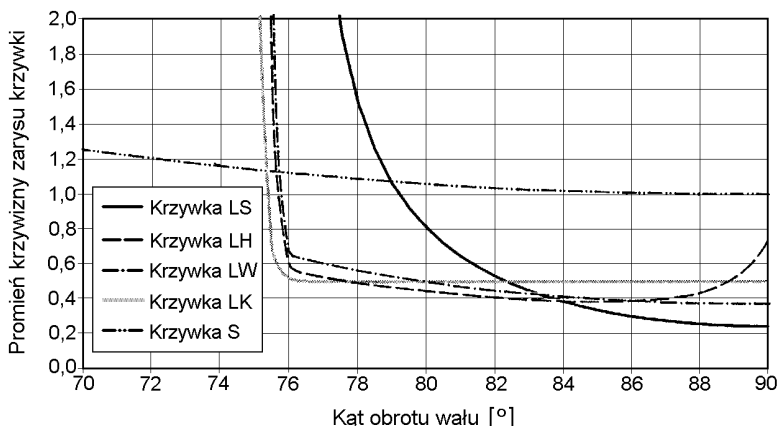
- kąt liniowości zarysu krzywki $\varphi_{kl} = 75,5^\circ$, co odpowiada zmianie wydajności pompy w zakresie $Q_{\max} \div 0,25 \cdot Q_{\max}$,
- w punkcie zetknięcia obie części zarysu są styczne do siebie,
- całkowity skok zarysu s_k jest równy 1 (dla $\varphi_w = \pi/2$),
- zarys jest symetryczny.

W obszarze liniowości zarysu przyspieszenie jest oczywiście równe zero. Na wykresie pokazano jedynie przebieg zmian przyspieszenia w jego części nieliniowej, przy założeniu, że maksymalne przyspieszenie dla zarysu sinusoidalnego S wynosi 1. Pozwala to porównać wyniki z uzyskanymi dla pompy o stałej wydajności (rys. 2.9 i 2.17). Jak widać, przebieg zmian przyspieszenia uzyskany dla zarysu LK ma niekorzystny kształt (występują chwilowe „piki”, podczas których maksymalna wartość przyspieszenia sięga 5,3).

Nieliniowa część zarysu może mieć także kształt zgodny z kształtami poszczególnych krzywek rozpatrywanych w punkcie 2.2.1. Analizie poddano następujące wersje: sinusoidę (zarys liniowo-sinusoidalny oznaczony jako LS), krzywą wykładniczą o wykładniku 2 (liniowo-wykładniczy LW) i zarys H100 (liniowo-hiperboliczny LH). Przyjmując takie same założenia konstrukcyjne, jak dla krzywki LK, otrzymano pozostałe wyniki zaprezentowane na rys. 6.13. Otrzymano przebiegi o rozmaitych kształtach, przy czym maksymalna wartość przyspieszenia osiągała od 2,75 dla zarysu LW do 4,2 dla zarysu LS. Jak widać, przyspieszenia charakteryzujące krzywki liniowe przekraczają znacznie wartości uzyskiwane dla zarysów rozpatrywanych w punkcie 2.2.1. Jest to nieuniknione ze względu na „ściśnięcie” nieliniowej części zarysu do przedziału kątów $\varphi_w = \varphi_{kl} \div \pi/2$. Dla przyjętej wartości kąta liniowości zarysu $\varphi_{kl} = 75,5^\circ$ oznacza to, że proces wyhamowania i ponownego rozpędzania tulejki rozrządu w przeciwnym kierunku musi zajść w czasie sześciokrotnie krótszym. Wynika z tego większe obciążenie elementów rozrządu, które należy uwzględnić przy projektowaniu tego węzła.



Rys. 6.13. Przebiegi zmian przyspieszenia dla zarysów liniowych i sinusoidalnego

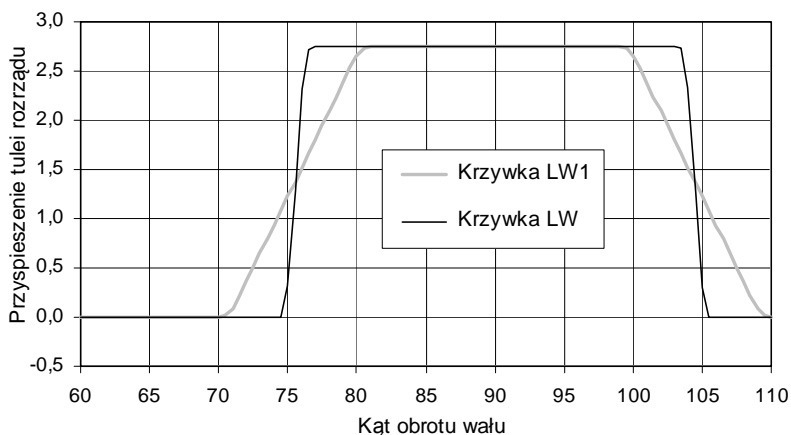


Rys. 6.14. Przebiegi zmian promienia krzywizny nieliniowych części zarysów LK, LS, LH i LW

Zmiany promienia krzywizny omawianych zarysów pokazano na rys. 6.14. W obszarze liniowości promień krzywizny jest oczywiście nieskończenie duży, dlatego pokazano wyłącznie ich przebiegi dla części nieliniowej. Dla porównania zaznaczono też przebieg promienia krzywizny zarysu sinusoidalnego S. Wartości uzyskane dla krzywek liniowych są, jak należało oczekiwać, znacznie niższe od rezultatów pokazanych na rys. 2.10 i 2.18. Najlepszy wynik uzyskała krzywka LK ($r_{kmin} = 0,5$ – stały w całym obszarze nieliniowości). Pozostałe zarysy osiągnęły wyniki w przedziale 25÷37% minimalnego promienia krzywizny zarysu S. Ze względu na wysokie przyspieszenie działające na tulejki minimalizacja tego parametru musi spełniać rolę decydującego kryterium przy ocenie proponowanych zarysów. Najmniejszą wartością przyspieszenia charakteryzuje się zarys LW z paraboliczną częścią nieliniową. Dalsze zmniejszenie sił działających na tulejki, wymagałoby wydłużenia części nieliniowej kosztem skrócenia części liniowej, a zatem zawężenia zakresu regulacji wydajności maszyny. Rozwiązaniem kompromisowym może być też „złagodzenie” skokowej zmiany wartości przyspieszenia w chwili przechodzenia z części liniowej zarysu w nieliniową, przy zachowaniu długości obu tych części.

W praktyce oznacza to rezygnację ze ściśle liniowego kształtu krzywki (i stałej prędkości tulei) w pobliżu punktu styku obu części zarysu. Zarys taki skonstruowano, zakładając, że narastanie przyspieszenia od zera do wartości maksymalnej, identycznej jak dla zarysu LW, nastąpi w czasie obrotu wału o 10° . Różnice w kształcie pomiędzy takim zarysem, oznaczonym dalej jako LW1, a zarysem LW są znikome, ale zarys ten charakteryzuje się wyraźnie korzystniejszym przebiegiem zmian przyspieszenia działającego na tulejkę, które narasta stopniowo do wartości maksymalnej zgodnie z założeniami (rys. 6.15). Kształt zarysu można dalej modyfikować, jednak obniżka maksymalnej wartości przyspieszenia, lub łagodzenie przejścia pomiędzy częścią liniową a nieliniową, odbywa się zawsze kosztem skracania części liniowej krzywki. Przebieg zmian promienia krzywizny zarysu LW1 różni się od analogicznego przebiegu dla zarysu LW jedynie w obszarze przejścia pomiędzy obu częściami zarysu, tj. dla kąta $\varphi_w = 71^\circ$ – 81° . Ponieważ minimalna wartość promienia krzywizny bieżni r_{kmin} dla zarysu LW występowała przy $\varphi_w = 90^\circ$ (i wynosiła 0,365), to w przypadku zarysu LW1 wartość ta nie ulega zmianie. Rezygnacja ze ściśle liniowego kształtu krzywki powoduje oczywiście wzrost kąta zaślepienia komory w chwilach, gdy nastawa wydajności zbliża się do $0,25 \cdot Q_{max}$. Przyrost ten jest jednak niewielki

i nie ma istotnego wpływu na zachowanie się maszyny. Osiągnięte rezultaty powodują, że zarys LW1 będzie brany pod uwagę jako podstawowy przy dalszych rozważaniach.



Rys. 6.15. Przebiegi zmian przyspieszenia dla zarysów LW i LW1. Skok obu zarysów $s_k = 1$

6.4.2.3.2. Przebieg zmian wydajności

Znajomość zarysu krzywki sterującej pozwala wyznaczyć zależność między jej osiowym przesunięciem Δx_k a natężeniem przepływu cieczy tłoczonej przez maszynę. Przebieg zmian kąta obrotu wału, przy którym okno przechodzi przez mostek (kąta ψ_r^s lub ψ_r^t na rys. 6.10) w funkcji przesunięcia krzywki jest funkcją odwrotną w stosunku do funkcji opisującej zarys. Szukaną funkcję zmian nastawy pompy możemy wtedy wyznaczyć, korzystając ze wzoru 6.27. Jako obiekt analiz przyjęto rozpatrywane wcześniej jednostki E2H3F (20 cm³/obr.) i F2H3F (80 cm³/obr.), zmieniając w nich jedynie zarys krzywki ze stosowanego poprzednio H100 na LW1. Pozostałe wymiary oraz amplitudę skoku krzywki, wynoszącą odpowiednio: 3,72 mm i 6,5 mm, pozostawiono bez zmian. Uzyskane w ten sposób nowe wersje mechanizmu rozrządu oznaczono odpowiednio symbolami E2L3F (20 cm³/obr.) i F2L3F (80 cm³/obr.). Wyniki uzyskane dla jednostki większej przedstawiono na rysunku 6.16, przy czym wyznaczony przebieg obejmuje też nieliniową część zarysu (niewykorzystywaną w praktyce).

Jak już wspomniano, wartość przesunięcia osiowego krzywki na wale Δx_k w praktyce jest ograniczona tak, aby uniemożliwić przechodzenie okna przez mostek w obszarze nieliniowości zarysu. Kąty ψ_r^s i ψ_r^t mogą więc przyjmować jedynie wartości z przedziału $0 \div \varphi_{kl}$. Dla założonego przedziału zmian wydajności $Q_{\max} \div 0,25 \cdot Q_{\max}$ kąt liniowości zarysu $\varphi_{kl} = 75,5^\circ$. Znając geometrię zarysu liniowego (patrz rys. 6.12), można stwierdzić, że w obszarze liniowości krzywki:

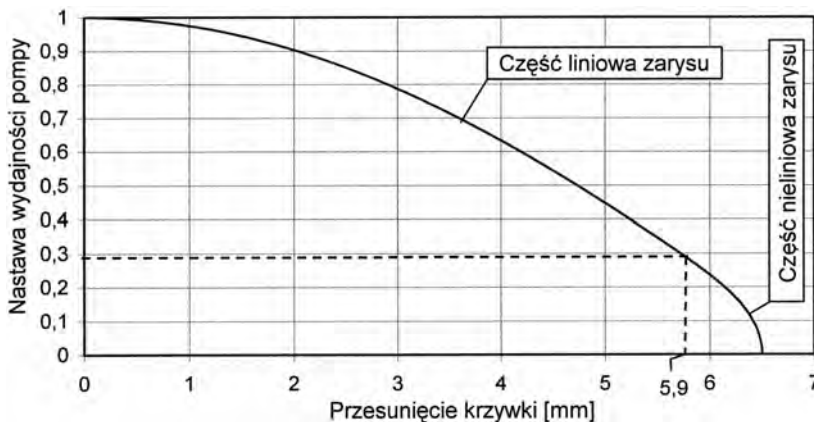
$$\varphi' = \frac{\Delta x_k}{\tan \alpha_{kl}}, \quad (6.25)$$

gdzie: α_{kl} – kąt nachylenia liniowej części zarysu.

Oznacza to, że wykorzystywana w praktyce część zaprezentowanego przebiegu jest opisana zależnością:

$$Q = Q_{\max} \cdot \cos\left(\frac{\Delta x_k}{\tan \alpha_{kl}}\right), \quad (6.26)$$

i będzie ona miała w tym przedziale charakter nieliniowy. Z punktu widzenia konstruktora pożądanym byłby natomiast liniowy przebieg charakterystyki sterowania wydajnością pompy.



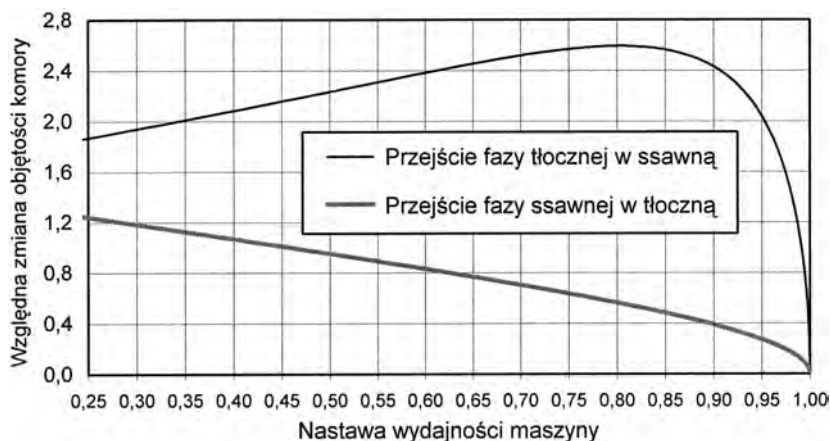
Rys. 6.16. Zależność pomiędzy przemieszczeniem osiowym krzywki LW1 a zmianami wydajności jednostki F2L3F

Opisana zasada sterowania wydajnością nie daje możliwości zmiany kierunku tłoczenia. W miarę przesuwania krzywki efektywny skok tłoczków $\Delta x'_{ii}$ maleje zgodnie z zależnością 6.21. Wyjście poza zakres liniowości zarysu krzywki może co najwyżej spowodować redukcję wydajności maszyny do zera (gdy $\Delta x_k > s_k$), czyli stałe połączenie wszystkich komór cylindrowych z tym kanałem maszyny, w kierunku którego przesunięto krzywkę. Dalsze przesuwanie krzywki nie spowoduje już żadnych zmian. Znaczenia nie ma też kierunku przesunięcia krzywki: w kierunku kanału nisko- czy wysokociśnieniowego. W obu przypadkach efektem będzie bowiem redukcja wydajności pompy (chłonności silnika) przebiegająca wg tej samej zależności. Oznacza to, że jednostka z wydajnością sterowaną przez przesunięcie osiowe krzywki nie nadaje się do pracy nawrotnej (np. w przekładni z obiegami zamkniętymi). Dla jednostki mniejszej uzyskano analogiczne rezultaty, przy czym granicę liniowej części zarysu uzyskujemy po przesunięciu krzywki o 3,35 mm.

6.4.2.3.3. Zjawiska zachodzące podczas zmiany wydajności maszyny

Jak już wspomniano, sterowanie wydajnością maszyny przez osiowe przesunięcie krzywki powoduje zwiększone skoki ciśnienia w zaślepionej komorze cylindrowej. Wynika to z faktu, że w momencie przechodzenia okna rozrzędu przez mostek tłoczki poruszają się względem siebie ze znacznie większą prędkością niż w maszynie o stałej wydajności (lub nastawionej na maksymalną wydajność), kiedy to znajdują się w sąsiedztwie punktów zwrotnych. Chcąc przeanalizować różnicę między maszynami o stałej i zmiennej wydajności, wzięto pod uwagę opisane powyżej jednostki: małą E2L3F i dużą F2L3F. W dotychczasowych rozważaniach przyjmowano stałą wartość kąta zaślepienia $\varphi_s = 1^\circ$. Ze względu na opisane zjawiska dynamiczne założono mniejsze niż dotychczas wartości dodatniego przekroczenia na mostku rozrzędczym Δb_m . Wynoszą one dla jednostki E2L3F 0,05 mm, a dla

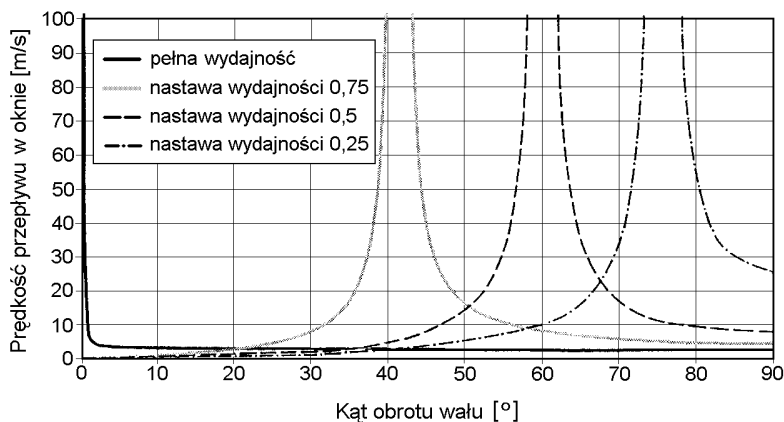
F2L3F 0,08 mm. W przypadku maszyn z krzywką H100 (E2H3F i F2H3F) podane powyżej parametry odpowiadałyby wartościom kąta zaślepienia komory $\varphi_s = 0,56^\circ$ w jednostce mniejszej i $0,44^\circ$ w większej (wzór 2.16). Ze względu na niższą prędkość przejścia tulei przez mostek, zapewnianą przez krzywkę o zarysie LW1, kąt zaślepienia przy tym samym przekryciu wzrasta jednak do $1,10^\circ$ w jednostce E2L3F i $0,89^\circ$ w F2L3F. Dalsze zmniejszanie przekrycia na mostku grozi jednak szybkim wzrostem przecieków wewnętrznych i spadkiem sprawności maszyny. Kolejnym parametrem mającym wpływ na analizowane zjawiska jest wielkość przestrzeni martwej. Bazując na rezultatach zamieszczonych w rozdziale 4.3.2, przyjęto, że całkowita objętość przestrzeni martwej uwzględniająca także zmianę kształtu zakończeń tłoczków wynosi w jednostce mniejszej 12,2% objętości skokowej, a w większej – 13,5%. Opierając się na powyższych założeniach, wyznaczono przebiegi względnych zmian objętości zaślepionej komory cylindrowej w funkcji nastawy wydajności maszyn. Przebiegi te wyznaczono oddzielnie dla przypadku przechodzenia komory cylindrowej z fazy ssania w fazę tłoczenia oraz dla jej przechodzenia z fazy tłoczenia w fazę ssania, uwzględniając zmieniającą się objętość komory. Rezultaty przedstawiono na rys. 6.17.



Rys. 6.17. Względne zmiany objętości komory cylindrowej jednostki E2L3F w czasie jej zaślepienia

Jak widać, względne zmiany objętości komory cylindrowej znajdującej się w fazie zaślepienia podczas przechodzenia z fazy tłocznej w ssawną są znacznie wyższe niż w przypadku przejścia z fazy ssawnej w tłoczną. Wynika to z faktu, że objętość zaślepionej komory jest w pierwszym przypadku dużo niższa niż w drugim, podczas gdy bezwzględne zmiany objętości tych komór (przemieszczenie tłoczków) mają dla obu przypadków taką samą wartość. Maksymalne wartości uzyskane w trakcie analizy wynoszą dla jednostki E2L3F 2,59% (pod koniec fazy tłocznej przy nastawie $\chi_p = 0,8$) i 1,54% w przeciwnej fazie przy $\chi_p = 0$. Jednostka większa F2L3F charakteryzuje się mniejszymi zmianami objętości, odpowiednio: 1,94% i 1,195%, lecz identycznym kształtem uzyskanych przebiegów. Są to w obu przypadkach wartości duże. Dla porównania należy podać, że w pompie o stałej wydajności zmiany objętości wynoszą 0,016% podczas przejścia z fazy tłocznej w ssawną i 0,0017% podczas przejścia z fazy ssawnej w tłoczną, są więc o kilka rzędów wielkości mniejsze od maksimów występujących w analizowanej jednostce.

Kierunek przesuwania krzywki ma w tym przypadku istotne znaczenie. Szczegółowo analizując przebieg zjawisk, przedstawiony na rys. 6.10, można stwierdzić, że przesunięcie krzywki w kierunku kanału ssawnego spowoduje, że chwile przejścia tulejki rozrządu przez mostek wypadną w fazie zbliżania się tłoczków do siebie. Oznacza to, że zaślepią komora będzie zmniejszała swą objętość w trakcie obu rozpatrywanych przejść. Przesunięcie krzywki w przeciwną stronę, czyli w kierunku kanału tłocznego, odwróci przebieg zjawiska, tj. momenty przejścia nastąpią podczas oddalania się tłoczków od siebie, a objętość zaślepionej komory będzie rosła. Zmniejszanie objętości wypełnionej olejem, zaślepionej komory musi wywołać gwałtowny wzrost ciśnienia, szczególnie silny podczas przechodzenia z fazy tłocznej w ssawną. Wywoła to cały szereg niekorzystnych zjawisk, jak: wzrost momentu na wale maszyny, odkształcanie się jej elementów i podwyższony poziom hałasu. W przypadku zwiększania objętości komory dojdzie w niej do spadku ciśnienia i wywołanych nim zjawisk kawitacji i podwyższonej hałaśliwości pompy. Skoki ciśnienia będą miały jednak znacznie łagodniejszy charakter (ciśnienie bezwzględne nie może spaść poniżej zera), co poważnie ograniczy wymienione powyżej szkodliwe zjawiska. Dlatego też konstruując maszynę o zmiennej wydajności, należy przyjąć, że krzywka powinna być zawsze przesuwana w kierunku kanału wysokociśnieniowego.



Rys. 6.18. Zmiany prędkości przepływu w oknie rozrządu dla różnych nastaw wydajności

Kolejnym niekorzystnym zjawiskiem wywołanym przez tłoczki poruszające się względem siebie w momentach przejścia tulejki przez mostek jest wzrost prędkości przepływu w oknie rozrządu w początkowej fazie otwierania lub końcowej fazie zamykania tego okna. Wiąże się z tym zwiększona wartość spadku ciśnienia generowanego przez mechanizm rozrządu. Przebiegi zmian prędkości przepływu dla rozmaitych wartości przesunięcia krzywki pokazano na rys. 6.18. Wyniki te uzyskano przy identycznych jak powyżej założeniach konstrukcyjnych dla mniejszej jednostki E2L3F. Przebiegi dla jednostki F2L3F mają ten sam kształt, przy czym osiągnięte wartości prędkości przepływu są w każdym punkcie wyższe o ok. 30%.

Jak widać, sterowanie wydajnością pociąga za sobą gwałtowne skoki prędkości przepływu w oknach rozrządu, czego rezultatem są analogiczne skoki ciśnienia w komorze cylindrowej. W zależności od kierunku przepływu cieczy (faza ssawna lub tłoczna), spadek ciśnienia w oknie będzie powodował przyrost lub obniżkę ciśnienia w komorze. Zjawisko to nałoży się na opisane wcześniej skoki ciśnienia w zaślepionej komorze, przy czym w za-

leżności od fazy, w jakiej znajduje się komora cylindrowa, kierunku obrotów wału i kierunku przesunięcia krzywki oba te zjawiska będą się nawzajem wzmacniać lub osłabiać. Dokładne wyznaczenie przebiegu ciśnienia w komorze cylindrowej wymagałoby przeprowadzenia szeroko zakrojonej analizy dynamicznej, uwzględniającej własności sprężyste ciecży roboczej i elementów tworzących komorę cylindrową, parametry pracy maszyny (ciśnienia w kanałach ssawnym i tłocznym), rodzaj pracy (pompowa czy silnikowa) oraz geometrię szczelin i zjawiska termiczne związane ze stratami energetycznymi. Ze względu na konstrukcję maszyn typu PWK bezpośrednie pomiary tego ciśnienia napotykają na poważne trudności techniczne. Badania prototypów tych maszyn dostarczyły jednak danych, świadczących o stosunkowo dużych skokach ciśnienia w komorach cylindrowych maszyn o zredukowanej wydajności.

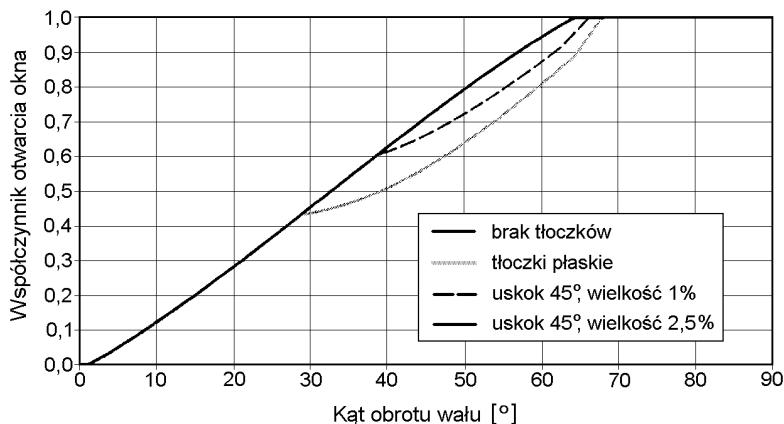
Wszystkie zaprezentowane wyniki otrzymano dla założonych wartości dodatniego przekrycia na mostku rozrządczym Δb_m . Jest oczywiste, że zmniejszenie przekrycia spowoduje spadek względnej zmiany objętości zaślepionej komory, przy czym zależność pomiędzy tymi wartościami jest praktycznie liniowa. Oznacza to możliwość ograniczenia lub nawet całkowitej eliminacji (przy przekryciu zerowym lub ujemnym) zmian objętości zaślepionej komory. Całkowita eliminacja skoków prędkości przepływu w zamykającym lub otwierającym się oknie jest jednak niemożliwa, nawet przy ujemnych wartościach przekrycia na mostku (por. rys. 6.7). Zmniejszenie przekrycia jest w stanie zredukować maksymalne wartości prędkości, jednak ogólny przebieg zjawisk pokazanych na rys. 6.18 pozostanie bez zmian. Odbywać się to będzie natomiast kosztem wzrostu przecieków wewnętrznych na mostku, szczególnie gwałtownego w przypadku przekrycia ujemnego. Konieczne jest więc znalezienie metody pozwalającej kompensować skoki ciśnienia w przesterowywanej komorze cylindrowej. Niezależnie od tego należy wyznaczyć optymalną wartość przekrycia na mostku. W praktyce będzie to wymagało przeprowadzenia szczegółowej analizy zależności przebiegu opisywanych zjawisk dynamicznych od parametrów konstrukcyjnych pompy i potwierdzenia wyników tej analizy przez odpowiednie badania prototypów.

6.4.2.3.4. Przesłanianie okien rozrządu przez końce tłoczków

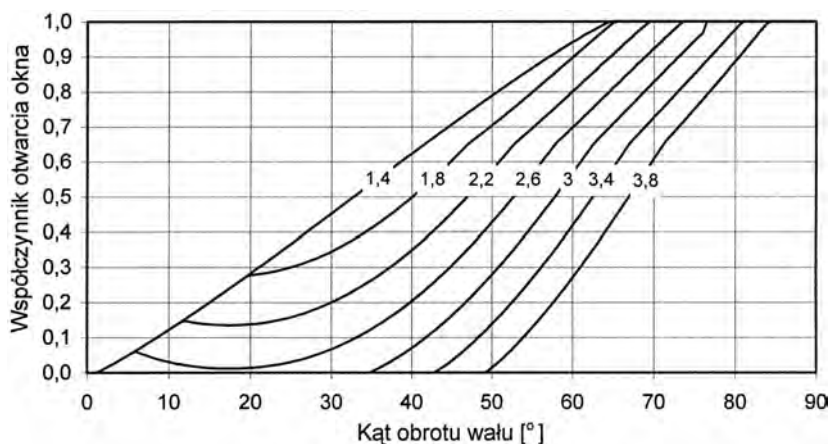
Przystępując do badania wpływu osiowego przesunięcia krzywki na zjawisko przesłaniania okna rozrządu przez końce tłoczków, należy wpieryw stwierdzić, jak zjawisko to przebiega dla krzywki o zarysie LW1 w jej normalnym położeniu. Dokonano zatem analogicznej analizy, jak w punkcie 3.3.6.2, tym razem dla jednostek E2L3F i F2L3F. Zgodnie z wcześniejszymi rezultatami analizowano tłoczki zakończone uskokiem 45° o zmieniającej się wielkości. Uzyskane przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna pokazano na rys. 6.19. Zmniejszenie prędkości przechodzenia tulejek rozrządu przez mostek ogranicza znacznie zakres omawianego zjawiska (por. rys. 3.28) W mniejszej jednostce E2L3F zjawisko przesłaniania zanikło całkowicie nawet dla tłoczków zakończonych płasko. W jednostce dużej F2L3F staje się ono widoczne dopiero dla podtoczenia o wielkości 1% lub mniejszej. Przy podtoczeniu o wielkości 2,5% zjawiska przesłaniania nie zaobserwowano w ogóle. W obu przypadkach daje się jednak zauważyć spowolnienie procesu otwierania okna, które w pełni otwiera się dopiero po obrocie wału o ok. 65° .

Rezultaty takie daje się jednak osiągnąć jedynie w przypadku, gdy mostek i okno rozrządu w chwili $t = 0$ są położone dokładnie w połowie odległości pomiędzy czołami tłoczków (tak jak na rys. 3.20a). Przesunięcie krzywki i powiązanych z nią tulejek zaburza symetrię tego układu, przez co tłoczki położone po tej stronie, w którą została przesunięta krzywka, będą silniej przesłaniały okno. Przebiegi zmian współczynnika otwarcia dla tego

okna wyznaczone przy różnych wielkościach przesunięcia krzywki przedstawiono na rysunkach 6.20 i 6.21. W obliczeniach założono podtoczenie tłoczków o wielkości 2,5%.



Rys. 6.19. Przebieg zmian współczynnika otwarcia okna rozrządu dla jednostki F2L3F z tłoczkami zakończonymi uskokiem 45°

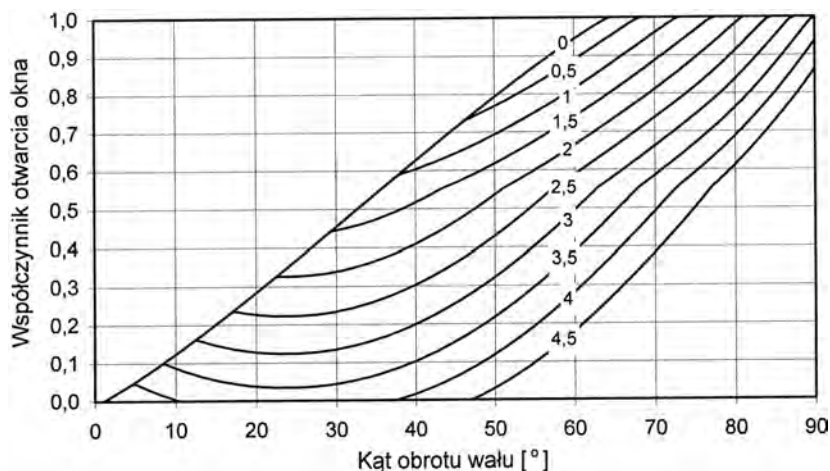


Rys. 6.20. Wpływ osiowego przesunięcia krzywki na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce E2L3F. Tłoczki zakończone uskokiem 45° o wielkości 2,5%

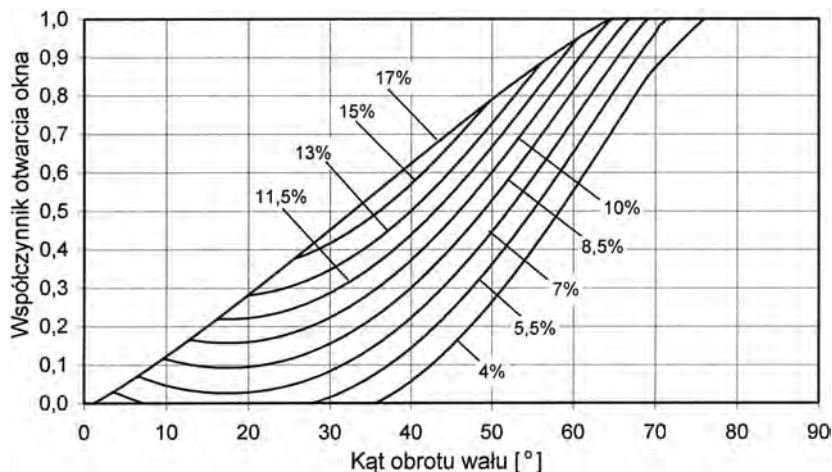
Uzyskane wyniki świadczą o konieczności zmian konstrukcji mechanizmu rozrządu, gdyż sterowanie wydajnością w przewidzianym zakresie jest niemożliwe. Dla większej jednostki F2L3F wymagane przesunięcie krzywki wynosi 5,9 mm, podczas gdy już od 3,8 mm komora cylindrowa jest zaślepią. Dla mniejszej jednostki proces sterowania wymaga przesunięcia krzywki o 3,35 mm, tymczasem zaślepienie komory nastąpi po przesunięciu o 2,7 mm.

Pierwszym z możliwych sposobów rozwiązania powyższego problemu jest zwiększenie wymiarów podtoczenia końcówek tłoczków. Zakładając, że ma ono kształt uskoku 45°, a krzywka jest przesunięta w skrajne położenie (o 3,35 mm dla jednostki E2L3F i o 5,9 mm dla F2L3F), wyznaczono wpływ wielkości podtoczenia na zmiany współczynnika otwarcia.

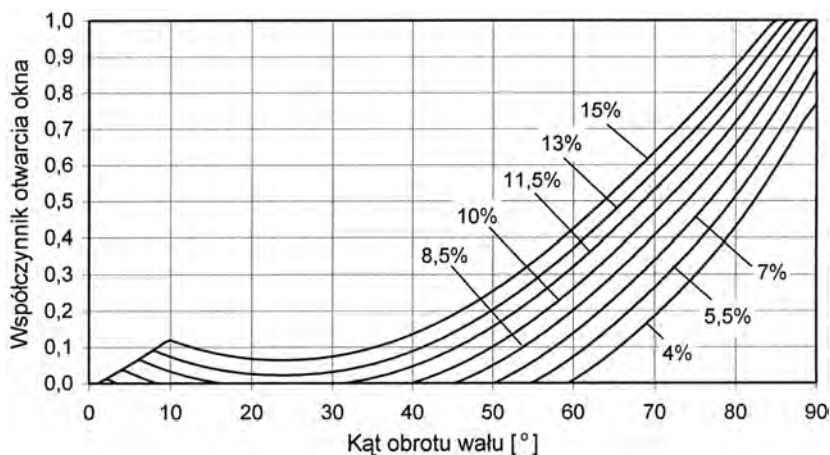
Rezultaty pokazano na rys. 6.22 i 6.23. Świadczą one o dużym wpływie amplitudy zarysu krzywki na analizowane zjawisko. Dla jednostki mniejszej E2L3F, dla której $s_k = 3,72$ mm, istnieje możliwość całkowitej eliminacji przesłaniania dzięki wzrostowi wymiarów podtoczenia do ok. 17% objętości skokowej. Oznacza to, że sumaryczna przestrzeń martwa będzie równa 28% objętości skokowej tej jednostki. Dla jednostki F2L3F o amplitudzie zarysu krzywki wynoszącej 6,5 mm eliminacja zjawiska przesłaniania wymaga ogromnego wzrostu wymiarów podtoczenia lub odsunięcia tłoczków od siebie w wewnętrznym położeniu zwrotnym. W obu przypadkach oznaczałoby to wzrost sumarycznej przestrzeni martwej do ok. 40% objętości skokowej. Konstrukcyjnie jest to w pełni możliwe, pozbawiałoby jednak jednostkę typu PWK jednej z najważniejszych zalet omówionej szczegółowo w rozdziale 5.2.



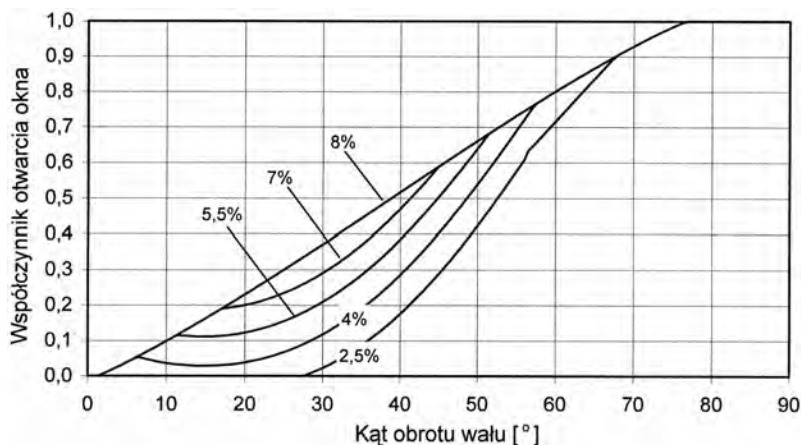
Rys. 6.21. Wpływ osiowego przesunięcia krzywki na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce F2L3F. Tłoczki zakończone uskokiem 45° o wielkości 2,5%



Rys. 6.22. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce E2L3F przy krzywce przesuniętej o 3,35 mm



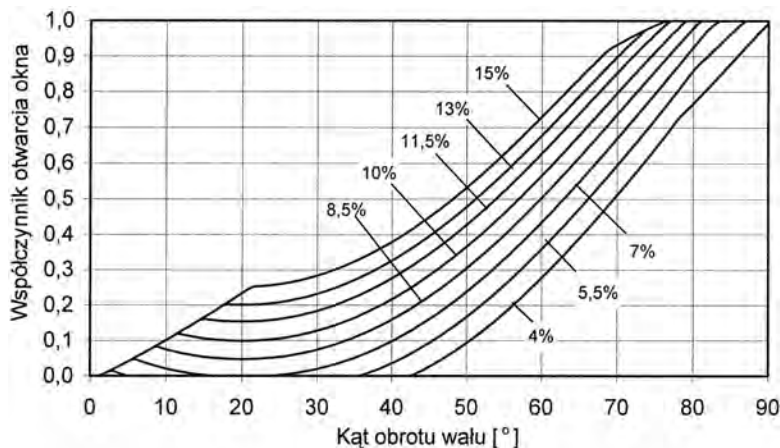
Rys. 6.23. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce F2L3F przy krzywej przesuniętej o 5,9 mm



Rys. 6.24. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce E2L1F przy krzywej przesuniętej o 2,86 mm (ograniczony skok zarysu krzywki)

Drugim rozwiązaniem może być ograniczenie wymaganego przesunięcia krzywki. W tym celu zmniejszono amplitudę jej skoku z $1,3 \cdot b_o$ do $1,1 \cdot b_o$, dzięki czemu maksymalne przesunięcie krzywki odpowiadające redukcji wydajności pompy o 75% spadło w jednostce mniejszej z 3,35 mm do 2,86 mm, a w większej z 5,9 mm do 5,0 mm. Odpowiadające takiemu przesunięciu przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna w obu jednostkach zilustrowano na rys. 6.24 i 6.25. Jednostki o zmniejszonej amplitudzie skoku oznaczono symbolami E2L1F i F2L1F. Jak widać, problem przesłaniania okien w jednostce E2L1F został praktycznie rozwiązany. Podtoczenie o wielkości ok. 8% całkowicie eliminuje przesłanianie. Co więcej, opierając się na rezultatach zamieszczonych w rozdziale 4.3, można założyć, że zupełnie wystarczającą w praktyce wielkością podcięcia będzie 6%, a całkowita objętość przestrzeni martwej wyniesie 17÷18% objętości skokowej. Porównując rysunki 6.22 i 6.24, widzimy natomiast, w jakim stopniu zmniejszenie amplitudy zarysu krzywki spowo-

dowało spowolnienie całego procesu otwierania okna. Kąt pełnego otwarcia, dla krzywki o amplitudzie $1,3 \cdot b_o$ wynoszący ok. 64° , w przypadku krzywki $1,1 \cdot b_o$ wzrósł do ok. 76° .



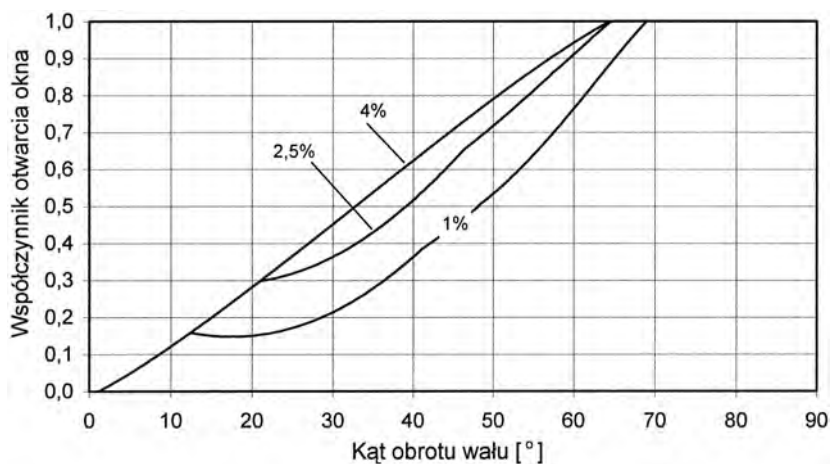
Rys. 6.25. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce F2L1F przy krzywce przesuniętej o 5,0 mm (ograniczony skok zarysu krzywki)

Doświadczenia uzyskane przy budowie i badaniach prototypów pomp z rozrządem krzywkowym świadczą jednak, że wartości te są w pełni wystarczające do ograniczenia strat ciśnieniowych.

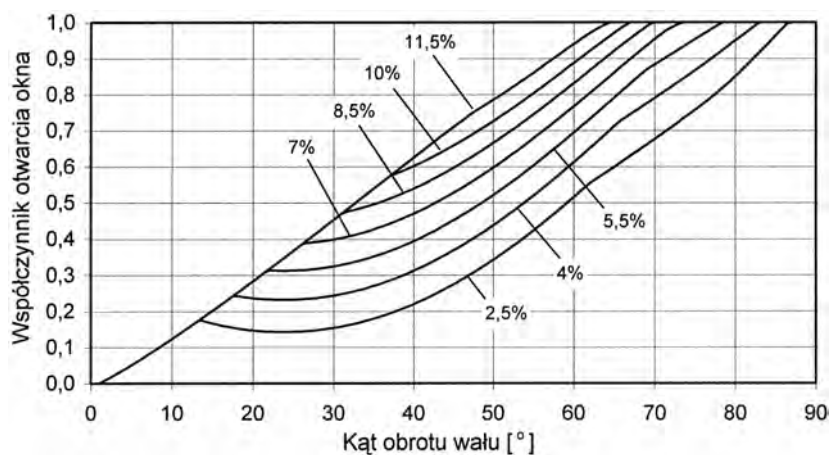
W przypadku jednostki większej F2L1F sytuacja jest trudniejsza. Wyraźna poprawa współczynnika otwarcia jest co prawda widoczna (zaślepienie komory obserwujemy obecnie przy podtoczeniu mniejszym od 7%), całkowita eliminacja zjawiska przesłaniania wymagałaby jednak podtoczenia o wielkości ok. 20%, co oznaczałoby, że przestrzeń martwa musiałaby wzrosnąć do prawie 30% objętości skokowej. Tak jak w jednostce E2L1F, towarzyszy temu spowolnienie całego procesu otwierania się okna. Kąt, przy jakim otwiera się ono całkowicie, wzrósł z 64° (rys. 6.23) do 76° . Należy tu przypomnieć, że dla zarysu H100 o skoku $1,3 \cdot b_o$ kąt ten wynosił zaledwie 47° (rozdział 3.3.6.2).

Kolejnym sposobem minimalizacji zjawiska przesłaniania okna przez tłoczki jest zmiana konstrukcji mechanizmu rozrządu. Polega ona na takim przesunięciu mostka rozrządu i okna w tulejce, żeby w chwili $\varphi_w = 0$ nie znajdowały się one w połowie odległości pomiędzy czołami tłoczków, lecz były przesunięte w kierunku kanału ssawnego o ok. połowę skoku krzywki. Zjawisko zwiększonego przesłaniania ma charakter niesymetryczny, tzn. okno przesłaniane jest silniej przez ten tłoczek, w kierunku którego przesunięto krzywkę. Tymczasem po stronie drugiego tłoczka współczynnik otwarcia rośnie w miarę przesuwania krzywki. Jeśli będziemy przesuwać krzywkę w drugim kierunku, oba te zjawiska zamienią się miejscami. Decydujące znaczenie dla analizy zjawiska przesłaniania ma zatem zawsze tylko jeden z tłoczków, ten który dla danego położenia krzywki na wale jest położony bliżej okna rozrządu w tulejce. Przesunięcie mostka i okna w tulei spowoduje, że dla krzywki zajmującej położenie początkowe $\Delta x_k = 0$ analizowana jednostka osiągnie maksymalną wydajność, lecz tłoczek znajdujący się po stronie kanału ssawnego będzie przesłaniał okno w większym stopniu. Redukcja wydajności maszyny, odbywająca się poprzez przesuwanie krzywki w kierunku kanału tłocznego, będzie zatem powodowała oddalanie okna rozrządu od tego tłoczka i wzrost wartości współczynnika otwarcia. Po przesunięciu

krzywki o połowę wymaganego skoku (co odpowiada redukcji wydajności maszyny o ok. 20%), okno zajmie położenie w środku pomiędzy tłoczkami, a wartości współczynnika otwarcia po obu stronach zrównają się – tak jak w pompie o stałej wydajności. Dalsze przesuwanie krzywki spowoduje ponownie zwiększone przesłanianie okna, lecz tym razem po stronie kanału T. W skrajnym położeniu krzywki przesunięcie okna na stronę kanału tłocznego będzie znów stanowiło połowę całkowitego skoku krzywki, a przebieg zjawiska przesłaniania będzie praktycznie lustrzanym odbiciem stanu początkowego. Mówiąc inaczej, przesunięcie okna rozrządu względem położenia środkowego nie przekroczy nigdy połowy skoku krzywki na wale. Dla założonych powyżej wymiarów charakterystycznych obu maszyn, wartości przesunięcia mostka (odpowiadające skokowi zarysu krzywki wynoszącemu $1,3 \cdot b_0$) wyniosą odpowiednio 1,7 mm i 2,9 mm. Otrzymane rezultaty pokazano na rys. 6.26 i 6.27.



Rys. 6.26. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce E2L3F z przesuniętym mostkiem



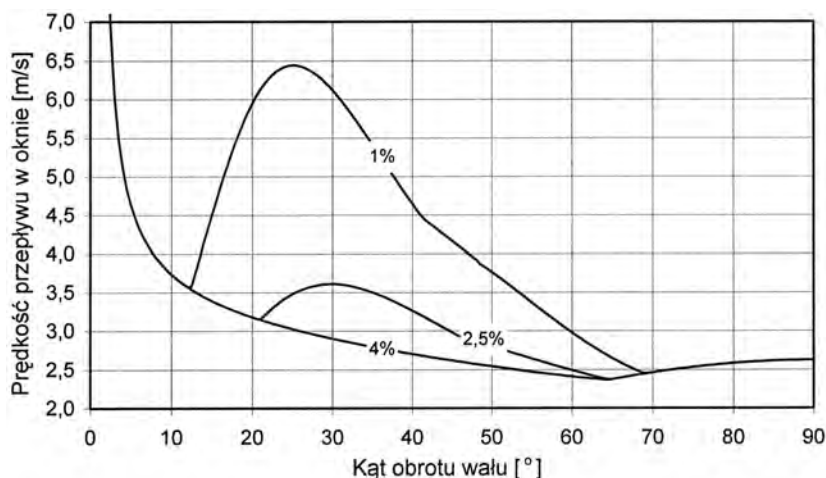
Rys. 6.27. Wpływ wielkości podtoczenia końcówek tłoczków na zmiany współczynnika otwarcia okna w jednostce F2L3F z przesuniętym mostkiem

Można więc zbudować mechanizm charakteryzujący się niewielkimi wymiarami podtoczenia (i małą przestrzenią martwą), osiągający jednocześnie stosunkowo duże wartości współczynnika otwarcia. Zaletą tego mechanizmu będzie też niewielki wpływ przesunięcia krzywki na przebieg zmian współczynnika otwarcia. Przebiegi pokazane na rys. 6.26 i 6.27 ilustrują najmniej korzystną sytuację, gdy krzywka znajduje się w jednym ze skrajnych położań. W przypadku najkorzystniejszym, tj. dla krzywki przesuniętej o połowę skoku, zmiany współczynnika otwarcia zachodzić będą zgodnie z przebiegami pokazanymi na rys. 6.19. Dla jednostki mniejszej podtoczenie końcówek tłoczków o wielkości zaledwie 4% gwarantuje całkowitą eliminację zjawiska przesłaniania. Dla jednostki większej efekt taki uzyskamy dzięki podtoczeniu o wielkości 11,5%, co odpowiada przebiegowi 2,5% na rys. 6.19. Jak już wspomniano, poprawna praca pompy lub silnika nie wymaga jednak całkowitej eliminacji przesłaniania a jedynie ograniczenia nadmiernych przyrostów prędkości przepływu cieczy roboczej przez otwierające się okno, co omówiono w następnym rozdziale.

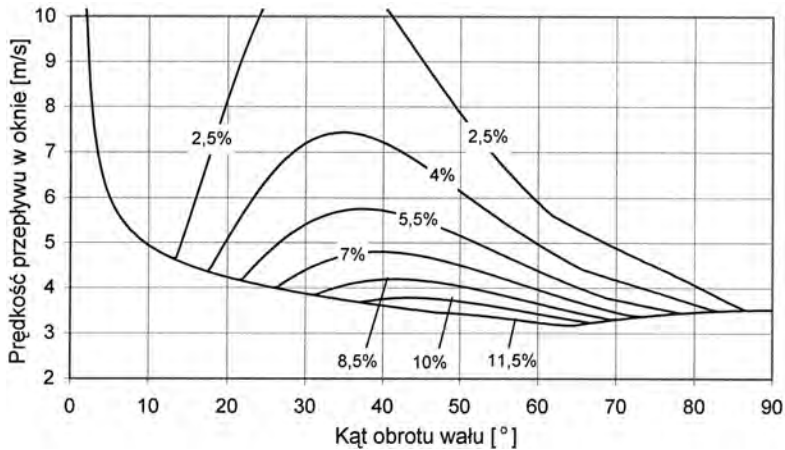
Porównując charakterystyki proponowanego mechanizmu z charakterystykami pokazanymi na rys. 3.28, widzimy jednak, że zmiana zarysu krzywki z H100 na LW1 spowalnia proces otwierania się okna, nawet gdy skok obu zarysów jest jednakowy. Zwiększenie skoku krzywki skraca czas pełnego otwarcia okna, jednak zjawisko przesłaniania okna przez tłoczki ulega znacznemu nasileniu. Silniejsza jest też zależność pomiędzy przebiegiem tego zjawiska a przesunięciem krzywki na wale. Optymalnym rozwiązaniem wydaje się więc pozostawienie pierwotnie przyjętego skoku krzywki, równego 130% szerokości okna b_o .

6.4.2.3.5. Prędkość przepływu w oknach rozrządu

Aby ostatecznie ustalić wymagany dla obu jednostek kształt tłoczków, przeanalizowano przebiegi chwilowej prędkości przepływu w otwierających się oknach rozrządu. Analizę prowadzono przy założeniach identycznych, jak w rozdziale 4, poddając jej wyłącznie wersję z przesuniętym mostkiem. Uzyskane wyniki pokazano na rys. 6.28 i 6.29.



Rys. 6.28. Wpływ wielkości podtoczenia tłoczka na chwilową prędkość przepływu w oknie jednostki E2L3F z przesuniętym mostkiem. Prędkość obrotowa – 1500 obr./min



Rys. 6.29. Wpływ wielkości podtoczenia tłoczka na chwilową prędkość przepływu w oknie jednostki F2L3F z przesuniętym mostkiem. Prędkość obrotowa – 1500 obr./min

Porównując powyższe rezultaty z przebiegami uzyskanymi dla krzywki H100 stwierdzono, że zmiana zarysu krzywki na LW1 spowodowała w obu jednostkach wyraźną zmianę kształtu uzyskanych przebiegów. Polega ona na wolniejszym spadku prędkości chwilowej w fazie otwierania się okna (dla $\varphi_w < 66^\circ$), co jest oczywistym skutkiem spowolnienia tego procesu. Po osiągnięciu przez okno stanu pełnego otwarcia charakterystyki pokrywają się w pełni. Jeśli jako kryterium dopuszczalnej wielkości podtoczenia tłoczków przyjąć ograniczenie prędkości przepływu w fazie przesłaniania do wartości uzyskiwanej w chwili, gdy $\varphi_w = 90^\circ$ (tj. 2,62 m/s dla jednostki E2L3F i 3,62 m/s dla F2L3F) to widać, że w obu przypadkach spełnione jest ono tylko przy całkowitym wyeliminowaniu zjawiska przesłaniania. Oznacza to podtoczenie 4% w jednostce małej i 11,5% w dużej. Zmniejszenie podtoczenia do 3÷3,5% w jednostce E2L3F i 9÷10% w F2L3F pociąga za sobą tylko nieznaczne przyrosty prędkości chwilowej rzędu kilku dziesiątych m/s, można je zatem przyjąć w konstrukcji maszyn o wydajności sterowanej przez osiowy przesuw krzywki. Oznacza to, że ostateczna objętość przestrzeni martwej wyniesie w jednostce mniejszej ok. 14% objętości skokowej, a w większej ok. 18%. Wartości te nie odbiegają istotnie od wartości przyjętych w jednostkach o stałej wydajności (rozdział 4.3.2), a są wyraźnie mniejsze niż we wszystkich innych maszynach. Można więc oczekiwać, że opisana w rozdziale 5.2 możliwość ograniczenia strat objętościowych wywołanych ściśnięciem cieczy roboczej będzie miała miejsce również w przypadku omawianej konstrukcji maszyny o zmiennej wydajności.

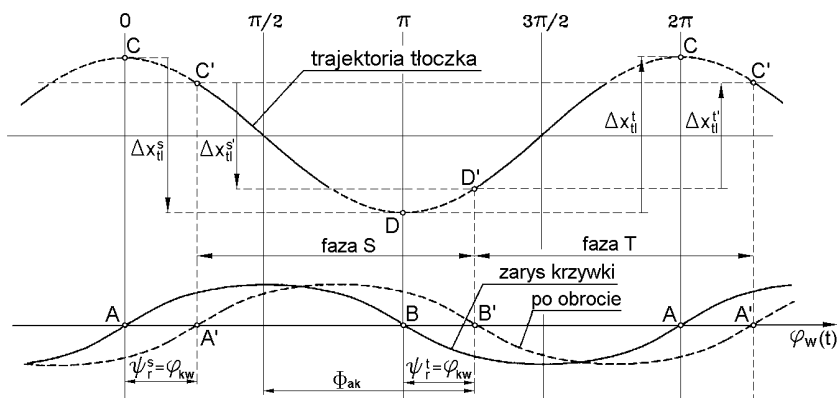
Konstrukcja mechanizmu sterowania wydajnością działającego na bazie omawianej zasady jest stosunkowo łatwa. Ze względu na całkowite hydrostatyczne odciążenie elementów mechanizmu rozrządu, działające na nie siły są niewielkie. Źródłem tych sił są przyspieszenia działające na tulejki rozrządu i siły tarcia pomiędzy tymi tulejkami a tłoczkami i otworami w bębnie cylindrowym. Dla przyjętego powyżej liniowego zarysu LW1 o amplitudzie równej $1,3 \cdot b_o$, oraz przy maksymalnej prędkości obrotowej wynoszącej 3000 obr./min maksymalna chwilowa wartość siły bezwładności wyniesie dla jednostki o wielkości $20 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ ok. 50 N, a dla jednostki $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ ok. 180 N. Znacznie trudniej określić wartość sił tarcia, gdyż nie znamy dokładnie sił działających pomiędzy współpracującymi elementami. Zależą one od przemieszczeń i odkształceń tych elementów wywołanych obciążeniem maszyny oraz rozkładu ciśnień i lepkości oleju w szczelinach oddzielających te elementy. Określenie tych param-

trów jest niemożliwe bez przeprowadzenia szeroko zakrojonych, kompleksowych badań [19, 22, 31, 35, 43]. Należy jednak zwrócić uwagę na to, że z każdą tulejką współpracują dwa tłoczki, których ruchy są wzajemnie symetryczne. Oznacza to, że siły tarcia pomiędzy tulejką a tłoczkami będą miały w każdej chwili zbliżone wartości, lecz zawsze przeciwny kierunek działania, a zatem będą się one w znacznym stopniu znosiły.

Siła działająca na krzywkę sterującą rozrządem będzie z kolei sumą sił pochodzących od wszystkich tulejek znajdujących się w rozmaitych fazach ruchu, przy czym siły pochodzące od poszczególnych tulejek nie są przyłożone do krzywki w jednym punkcie, lecz na jej obwodzie. Oznacza to, że na krzywkę podczas pracy działa moment o zmiennej wartości działający w płaszczyźnie przechodzącej przez oś wału (zginający wał). Wartość tego momentu jest jednak znikomo mała w porównaniu z momentem gnącym pochodzącym od oddziaływania tłoczków na tarcze oporowe. Niewielkie obciążenie krzywki podczas pracy pozwala na jej przesuwanie bez konieczności użycia serwomechanizmu. Wynikające z tego korzyści przedstawiono w rozdziale 7.3.3.

6.4.2.4. Obrót krzywki na wale

Zmianę wydajności maszyny typu PWK można też uzyskać przez obrót krzywki na wale. Jak wspomniano w rozdziale 2.2.1, warunkiem osiągnięcia przez nią maksymalnej wydajności jest przesunięcie w fazie ruchu wykonywanego przez tulejki rozrządu względem ruchu tłoczków o $\pi/2$. Oznacza to, że tulejki przechodzą przez mostek w chwili gdy tłoczki znajdują się w jednym ze swych położen zwrotnych. Zmniejszenie kąta przesunięcia fazowego krzywki względem tarcz ϕ_{ak} do 0 oznaczałoby, że przejścia te następowałyby zawsze w połowie skoku tłoczków. Ponieważ efektywny skok tłoczków równy jest różnicy pomiędzy położeniami zajmowanymi przez tłoczek w chwilach kolejnych przejść tulei przez mostek, w przypadku takim spadłby on również do 0, a to pociągnęłoby za sobą analogiczny spadek wydajności maszyny do zera. Rysunek 6.30 zawiera graficzną prezentację wpływu kąta obrotu krzywki na wale φ_{kw} na przesunięcie w fazie ruchu tulejek rozrządu względem ruchu tłoczków ϕ_{ak} i zmiany efektywnego skoku tłoczków s'_{it} .



Rys. 6.30. Zmiana efektywnego skoku tłoczka wywołana obrotem krzywki na wale

Obrót krzywki na wale nie powoduje zmian czasu trwania obu faz pracy komory cylindrowej, tak jak to widać na rys. 6.10. Kąty przesunięcia momentów przejścia tulei

przez mostek ψ_r^s i ψ_r^t mają we wszystkich fazach ruchu taki sam kierunek i wartość jak kąt obrotu krzywki φ_{kw} . Porównując rysunki 6.10 i 6.30, łatwo zauważyć, że zmianie uległ jedynie kierunek, w jakim przesuwają się punkty B' i D' (czyli znak kąta ψ_r^t). Wartości efektywnego skoku tłoczka są natomiast zależne jedynie od wartości kątów ψ_r^s i ψ_r^t , a nie od ich znaków.

Wzór 6.22 można więc przekształcić do postaci:

$$\Delta x_{tl}^{s'} = \Delta x_{tl}^{t'} = 2 \cdot s_{tl} \cdot \cos \varphi_{kw}. \quad (6.27)$$

Wartość kąta przesunięcia fazowego pomiędzy ruchami wykonywanymi przez tłoczki i tulejki rozrzędu wynosi natomiast:

$$\phi_{ak} = \frac{\pi}{2} + \varphi_{kw}. \quad (6.28)$$

Można więc stwierdzić, że przesunięcie fazowe pomiędzy tymi ruchami wpływa na wydajność pompy lub chłonność silnika wg zależności:

$$Q_s = Q_{\max} \cdot \frac{\Delta x_{tl}'}{\Delta x_{tl}} = Q_{\max} \cdot \cos \left(\phi_{ak} - \frac{\pi}{2} \right) = Q_{\max} \cdot \sin \phi_{ak}. \quad (6.29)$$

Zgodnie z nią, maksimum wydajności rozpatrywana maszyna osiąga dla kąta przesunięcia fazowego wynoszącego $\pi/2$. Natomiast dla $\phi_{ak} = -\pi/2$ uzyskujemy wynik $Q_s = -Q_{\max}$, co oznacza, że maszyna z krzywką obracaną może zmieniać kierunek przepływu cieczy i nadaje się do pracy w układach nawrotnych. Szczegółową analizę powyższego zagadnienia zawiera punkt 6.4.2.4.2.

6.4.2.4.1. Zarys krzywki sterującej

Analizując przebieg zjawisk, zachodzących podczas obracania krzywki na wale, widzimy, że momenty przejścia tulei przez mostek przypadają zawsze w tych samych punktach zarysu krzywki, odpowiadających położeniu tulejki rozrzędu $x_r = 0$ (tak jak w maszynie o stałej wydajności). Oznacza to, że można w tym przypadku stosować krzywki o zarysach wyznaczonych w rozdziale 2.2.1, które nadawały w tym punkcie tulejom rozrzędu maksymalną prędkość v_r . Zarysy te pozwalają równocześnie na znaczną redukcję maksymalnych wartości przyspieszenia a_r działającego na tulejkę, w porównaniu z zarysami liniowymi omówionymi w rozdziale 6.4.2.3.1.

Przesunięcie w fazie ruchów wykonywanych przez tulejki względem trajektorii tłoczków powoduje jednak, że w momencie przejścia tulejki przez mostek tłoczki są w ruchu i zmienia się objętość zaślepionej komory, co z kolei jest przyczyną niekorzystnych zjawisk omówionych w rozdziale 6.4.2.3.3. W związku z tym celowe jest zwiększenie prędkości przejścia tulejek przez mostek (i skrócenie czasu zaślepienia komory) nawet kosztem wzrostu przyspieszenia działającego na nie i spadku minimalnego promienia krzywizny zarysu.

Najprostszą metodą uzyskania takiego efektu jest oczywiście zwiększenie skoku zarysu krzywki sterującej s_k . Nadmierny wzrost skoku zwiększa jednak niepotrzebnie gabaryty maszyny i ma niekorzystny wpływ na warunki jej pracy. Korzystając z doświadczeń przedstawionych w rozdziale 2.2.1, zaprojektowano więc nowy zarys oznaczony dalej jako K4. Zarys ten, jest podobnie jak K3, zarysem kombinowanym, a jego równanie ma postać:

$$y = 0,9 \cdot \left(1 - 0,3234 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right)^{2,5} \right) + 0,1 \cdot \sin \varphi. \quad (6.30)$$

Tuleja rozrządu napędzana przez krzywkę o takim zarysie osiąga w chwili przejścia przez mostek maksymalną prędkość równą 153% prędkości uzyskiwanej dzięki krzywce o zarysie sinusoidalnym. Maksymalna wartość działającego na nią przyspieszenia wyniesie natomiast 136% analogicznej wartości dla zarysu S. Minimalny promień krzywizny zarysu jest 1,33 razy większy od minimalnego promienia zarysu S. Przy porównaniu tych wartości z wynikami zaprezentowanymi w rozdziałach 2.2.1 i 6.4.2.3.1 widać, że zarys K4 uzyskuje prędkość 1,12 razy większą niż zarys H100 i 2,22 razy wyższą niż zarysy LW i LW1. Maksymalne przyspieszenie stanowi natomiast 1,42 przyspieszenia osiąganego przez zarys H100 i zaledwie 0,49 dla zarysów LW i LW1. Stosując do tego zarysu opisane w rozdziale 2.2.1 kryteria oceny określone funkcjami Ω_1 i Ω_2 , można jednak stwierdzić, że w obu przypadkach wartości tych funkcji dla K4 są niższe od uzyskiwanych przez H100 czy K3. Wynika to z faktu, że dla zarysu K4 najważniejszym kryterium była prędkość przejścia przez mostek, co uzyskano kosztem znacznego przyrostu przyspieszenia działającego na tulejki rozrządu.

Możliwe jest zaprojektowanie zarysów o większej prędkości przejścia przez mostek, jest to jednak związane z szybkim wzrostem przyspieszenia maksymalnego. Jeśli przyjąć jako kryterium wyboru osiągnięcie identycznej wartości przyspieszenia, jak zarys LW, to uzyskany w ten sposób zarys K5 będzie się charakteryzował 2,9 razy większą prędkością przejścia i prawie 3-krotnie większym minimalnym promieniem krzywizny (odpowiednio 2,0 i 1,09 razy w porównaniu do zarysu S). Należy jednak pamiętać, że przyspieszenie maksymalne osiąmane przez zarys K5 będzie 2,75 razy większa niż dla zarysu H100.

Zarys K4 zapewnia tulejce znacznie większą prędkość przejścia przez mostek i większy promień krzywizny przy mniejszej wartości przyspieszenia niż jakiegokolwiek z zarysów liniowych. Jak więc widać, sterowanie wydajnością maszyny przez obrót krzywki na wale stwarza korzystniejsze warunki pracy elementom mechanizmu rozrządu niż w mechanizmie z krzywką przesuwaną. Pozwala ono jednocześnie ograniczyć czas zaślepienia komory cylindrowej i wywołane nim szkodliwe skoki ciśnienia. W toku dalszych rozważań jako podstawowy przyjęto zarys K4 o skoku równym 130% szerokości okna – identycznym jak zarysy analizowane w rozdziale 6.4.2.3.3.

6.4.2.4.2. Przebieg zmian wydajności

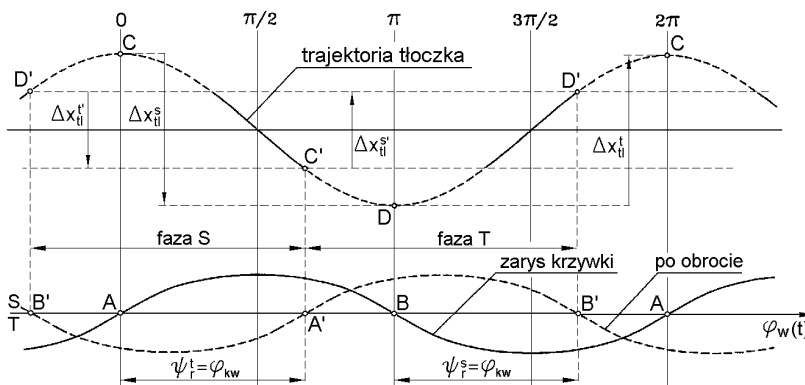
Analizując przebiegi zmian efektywnego skoku tłoczka wywołane obrotem krzywki na wale, można stwierdzić, że wzór opisujący zmiany wydajności maszyny w funkcji obrotu krzywki ma postać:

$$Q = Q_{\max} \cdot \sin \phi_{ak} = Q_{\max} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2} + \phi_{kw} \right). \quad (6.31)$$

Podobnie jak w przypadku sterowania wydajnością przez przesuw krzywki, zależność zmian wydajności pompy od sygnału sterującego (kąta ϕ_{kw}) jest nieliniowa. Obracając krzywkę o kąt mieszczący się w przedziale $(0, \pi/2)$ możemy zmieniać wydajność maszyny od wartości maksymalnej do zera. Trzeba jednak przeanalizować czy istnieje możliwość zmiany kierunku przepływu cieczy po przekroczeniu granic ww. przedziału.

Na rysunku 6.31 przedstawiono sytuację, jaka zaistnieje, gdy kąt obrotu krzywki na wale ϕ_{kw} przekroczy $\pi/2$. Przemieszczenie punktów A' i C' do drugiej ćwiartki zarysu, a punktów B' i D' do czwartej powoduje jak widać zamianę miejscami faz S i T (w porównaniu z sytuacją przedstawioną na rys. 6.30). Każda z tych faz odpowiada bowiem połączeniu komory cylindrowej z jednym z kanałów maszyny: faza S zachodzi w obszarze kątów ϕ_w , dla których tuleja zajmuje położenie powyżej linii środkowej i łączy komorę cylindrową z kanałem S, a faza T, gdy tuleja znajduje się poniżej i łączy z kanałem T. Zwiększenie

kąta φ_{kw} o $\pi/2$ i wynikająca z niego zamiana miejscami obu faz powoduje z kolei zmianę kierunku ruchu tłoczków zachodzącego w trakcie każdej fazy. Efektywny skok tłoczka w każdej z tych faz $\Delta x_{il}^{s'}$ i $\Delta x_{il}^{t'}$ ma bowiem kierunek przeciwnym jak poprzednio (i przeciwny do efektywnego skoku Δx_{il}^s i Δx_{il}^t dla krzywki nie obróconej). Oznacza to, że obracając krzywkę na wale można zmienić kierunek przepływu cieczy. Zgodnie ze wzorem 6.31 wydajność maszyny będzie się zmieniać od Q_{max} przy $\varphi_{kw} = 0$ poprzez 0 przy $\varphi_{kw} = \pi/2$ do $-Q_{max}$ przy $\varphi_{kw} = \pi$. Możliwość zmiany kierunku przepływu cieczy roboczej jest dużą zaletą omawianego sposobu sterowania wydajnością w porównaniu z analizowanym poprzednio osiowym przesuwem krzywki na wale. Umożliwia to nawrotną pracę jednostki typu PWK, co można wykorzystać np. w przekładni z obiegiem zamkniętym.



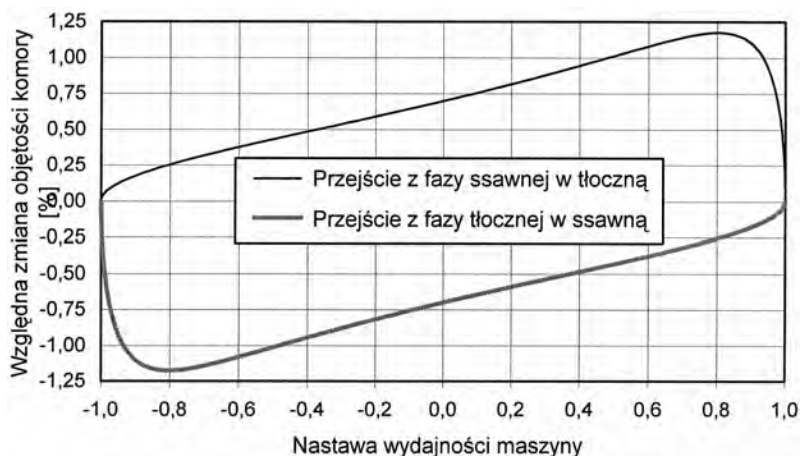
Rys. 6.31. Przebieg zmian efektywnego skoku tłoczka dla kąta obrotu krzywki przekraczającego $\pi/2$

6.4.2.4.3. Zjawiska zachodzące podczas zmiany wydajności maszyny

Podobnie jak dla poprzedniej wersji, wyznaczono wartości względnej zmiany objętości komory w czasie jej zaślepienia. Obliczenia oparto na identycznych założeniach, jak w punkcie 6.4.2.3.3, zmieniając jedynie zarys krzywki na K4 (o skoku równym $1,3 \cdot b_o$). Zarys ten nadaje tulejce większą prędkość w chwili przejścia przez mostek. Dla obu rozpatrywanych maszyn zachowano zmniejszone odpowiednio do 0,05 i 0,08 mm dodatnie przekrycie na mostku. Uzyskane w ten sposób jednostki oznaczono jako E2R3F (wielkość 20 $\text{cm}^3/\text{obr.}$) i F2R3F (80 $\text{cm}^3/\text{obr.}$). Dzięki tej zmianie wartości kąta zaślepienia komory φ_s spadły do $0,5^\circ$ w jednostce E2R3F i $0,42^\circ$ w jednostce F2R3F. Uzyskane dla nich przebiegi względnej zmiany objętości komory w czasie zaślepienia pokazano na rys. 6.32.

Porównując te wyniki z przebiegami pokazanymi na rys. 6.17, widzimy, że maksymalne wartości spadły ponaddwukrotnie, tj. w identycznym stopniu jak kąt zaślepienia φ_s . Wystąpiła jednakże różnica znaków, co oznacza, że w trakcie kolejno po sobie następujących przejść między fazami pracy zaślepienia komora cylindrowa będzie na przemian zwiększała i zmniejszała swoją objętość. Dla rozmaitych wartości kąta obrotu krzywki zmieniać się będzie jedynie początkowa objętość komory cylindrowej w chwili zaślepienia, co wpływa na wartość względnej zmiany objętości. Zakładając, że kierunek obrotu krzywki na wale jest zgodny z kierunkiem obrotu wału, najmniej korzystny przypadek dla obu rozpatrywanych jednostek nastąpi w chwili przejścia z fazy tłocznej w ssawną przy nastawie wydajności zbliżonej do $-0,8$. Odpowiada to obrotowi krzywki o kąt φ_{kw} równy ok. 143° . W chwili zaślepienia objętość komory jest bowiem bliska minimum, a jej zmniejszenie

o prawie 1% w jednostce F2R3F i o ok. 1,2% w jednostce E2R3F musi wywołać gwałtowny skok ciśnienia powyżej wartości panującej w kanale tłocznym. Celem zminimalizowania szkodliwego wpływu tego zjawiska należy znacznie ograniczyć kąt zaślepienia bądź poprzez dalsze zmniejszenie przekrycia na mostku (co może jednak wywołać wzrost przecieków), bądź przez zwiększenie prędkości tulei w chwili przejścia (zmieniając zarys krzywki np. na K5). W przypadku maszyny pracującej w obiegu otwartym można także ograniczyć przedział zmian wydajności do $Q_{\max} \pm 0$, co pozwoli na zredukowanie omawianego zjawiska o ok. 40% (względna zmiana objętości w jednostce E2R3F spadnie z $-1,18\%$ do ok. $-0,7\%$, a w maszynie F2R3F z $-0,92\%$ do ok. $-0,6\%$).



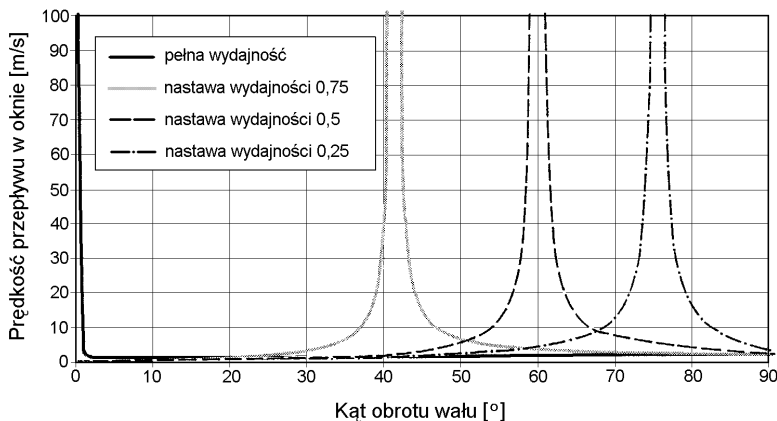
Rys. 6.32. Względne zmiany objętości komory cylindrowej jednostki E2R3F w czasie jej zaślepienia

Identyczne co do wartości przyrosty objętości komory, występujące pod koniec fazy ssawnej (przy nastawie wydajności równej 0,8, co odpowiada obrotowi krzywki o ok. 37°), nie stanowią takiego zagrożenia dla konstrukcji maszyny. Mogą one co prawda stać się źródłem zjawisk kawitacyjnych w jednostce pracującej jako pompa, jednak przy prawidłowej konstrukcji zespołu tłoczek-stopka i podparcia separatorów wpływ tego zjawiska na pracę pompy powinien być niewielki.

Podobnie jak w przypadku osiowego przesuwania krzywki, także jej obrót na wale pociąga za sobą skoki prędkości przepływu w otwierającym się lub zamykającym oknie rozrządu. Przyczyną tego zjawiska są ponownie ruchy wykonywane przez tłoczki w chwili, gdy okno znajduje się w fazie częściowego otwarcia. Różnice w porównaniu z rezultatami pokazanymi na rys. 6.18 wynikają jedynie z odmiennego zarysu krzywki sterującej. Ponieważ zarys K4 pozwala osiągnąć większą prędkość przejścia tulei przez mostek niż zarys LW1, pole powierzchni otwartej okna rośnie szybciej, a całe zjawisko ma łagodniejszy przebieg. Rezultaty uzyskane dla jednostki E2R3F pokazano na rys. 6.33. Dla jednostki F2R3F kształt przebiegów jest taki sam, jedyną różnicę stanowią wartości uzyskiwanej prędkości przepływu, które w poszczególnych punktach są wyższe o ok. 30%.

Porównując rezultaty uzyskane przy tych samych nastawach wydajności przez jednostkę E2L3F z krzywką przesuwaną (rys. 6.18) i E2R3F z krzywką obracaną (rys. 6.33), można stwierdzić, że wartości prędkości przepływu dla tej drugiej są ok. 3-krotnie niższe. Podobna różnica występuje pomiędzy jednostkami dużymi F2L3F i F2R3F. Jest to oczywiście zasługą korzystniejszego zarysu krzywki sterującej, który można zastosować w me-

chanizmie z krzywką obracaną. Ponieważ oba zjawiska odpowiedzialne za skoki ciśnienia w komorze cylindrowej przebiegają łagodniej w mechanizmie z krzywką obracaną, można oczekiwać, że wypadkowy przebieg zjawisk dynamicznych w komorze cylindrowej też będzie łagodniejszy. Nadal jednak niezbędnym warunkiem prawidłowej pracy takich jednostek jest kompensacja skoków ciśnienia na drodze konstrukcyjnej.



Rys. 6.33. Zmiany prędkości przepływu w oknie rozrzędu dla różnych nastaw wydajności

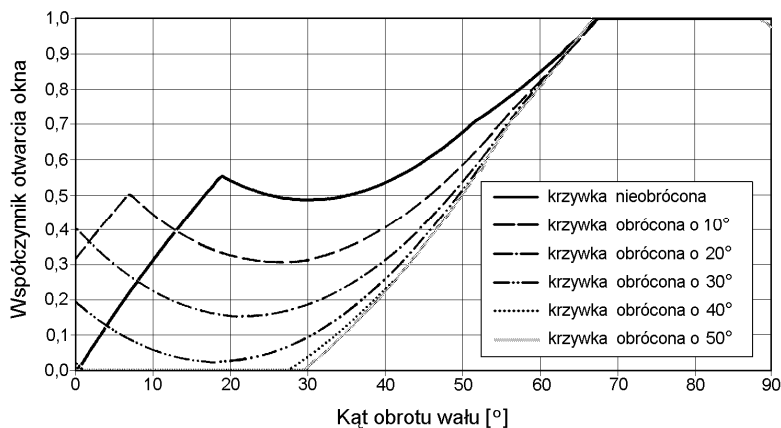
6.4.2.4.4. Przesłanianie okien rozrzędu przez końce tłoczków

Podobnie jak w maszynie z przesuwaną krzywką, zjawisko przesłaniania okien rozrzędu ma gwałtowniejszy charakter niż w jednostkach o stałej wydajności. Obrót krzywki powoduje bowiem powstanie przesunięcia fazowego pomiędzy ruchami wykonywanymi przez tuleje rozrzędu i tłoczki. W chwili gdy $\varphi_w = 0$, a tłoczki znajdują się w wewnętrznym położeniu zwrotnym, tuleje będzie się znajdować w położeniu wyznaczonym przez rys krzywki i kąt jej obrotu na wale φ_{kw} . Dla φ_{kw} różnego od zera zwrotnemu położeniu tłoczków będzie odpowiadało przesunięcie krzywki z położenia środkowego w stronę jednego z kanałów. Efektem będzie wzrost współczynnika otwarcia okna po tej stronie, w którą nastąpi przesunięcie kosztem jego zmniejszenia po stronie przeciwnej. Na rysunku 6.34 pokazano przebiegi zmian współczynnika otwarcia okna rozrzędu dla różnych wartości kąta obrotu krzywki sterującej. Na wstępie przyjęto, że wielkość podtoczenia na końcach tłoczków odpowiada przyrostowi przestrzeni martwej o 4%, identycznie jak w maszynie o stałej wydajności. Przyjęto także identyczny kształt podtoczenia – uskok 45° (patrz rys. 3.25) i pozostałe zdefiniowane powyżej parametry charakterystyczne.

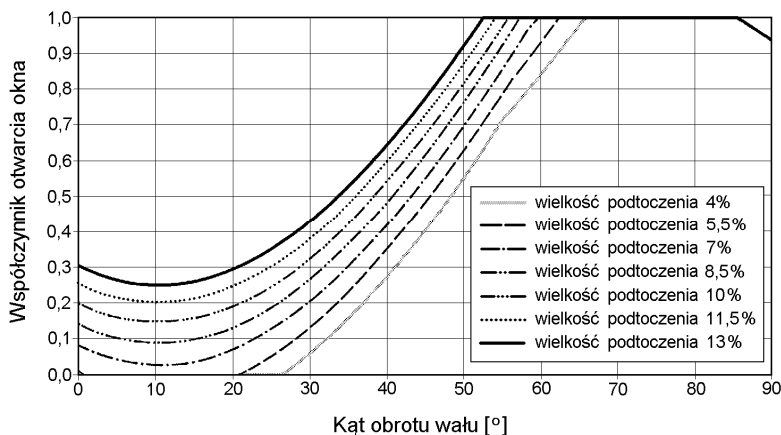
Przedstawione przebiegi świadczą o silnym wpływie obrotu krzywki na minimalną wartość uzyskiwaną przez współczynnik otwarcia. W przypadku większej jednostki F2R3F obrót krzywki o kąt przekraczający 32° powoduje przy założonej wielkości podtoczenia całkowite zaślepienie komory cylindrowej! Dla mniejszej jednostki graniczną wartością kąta obrotu krzywki jest 48° . Zaślepienie komory grozi zniszczeniem pracującej maszyny, konieczne jest więc dokonanie zmian konstrukcyjnych.

Pierwszą z proponowanych zmian jest zwiększenie wymiaru podtoczenia z zachowaniem jego kształtu i pozostałych parametrów konstrukcyjnych mechanizmu rozrzędu. Wpływ wielkości podtoczenia na przebieg zmian współczynnika otwarcia okna pokazano na rys. 6.35. Analizy tej dokonano przy założeniu, że krzywka jest obrócona względem

wału o 50° . Ponieważ zjawisko zaślepienia gwałtowniejszy przebieg miało w większej jednostce F2R3F, dalszą jego analizę ograniczono do tego przypadku.



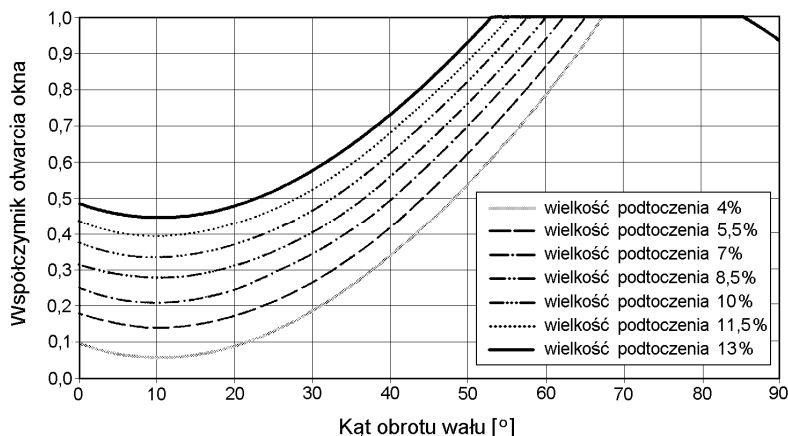
Rys. 6.34. Przebieg zmian współczynnika otwarcia okna rozrządu dla różnych kątów obrotu krzywki sterującej. Tłoczki zakończone uskokiem 45° o wielkości 4%, jednostka F2R3F



Rys. 6.35. Wpływ wielkości podtoczenia o kształcie uskoku 45° na przebieg zmian współczynnika otwarcia okna przy krzywce obróconej o 50° . Jednostka F2R3F

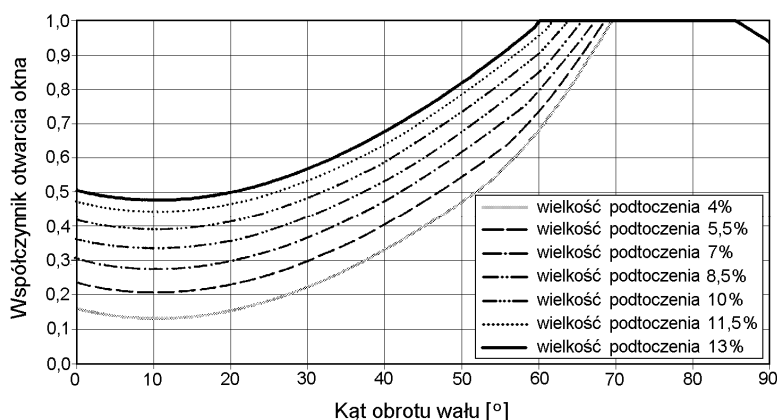
Jak widać, wzrost wielkości podtoczenia pozwala wyeliminować zjawisko całkowitego zaślepienia komory cylindrowej, jednak wynik uzyskany w ten sposób nie jest zadowalający. Zjawisko zaślepienia zanika co prawda przy wzroście wielkości podtoczenia do 7%, jednak wartości współczynnika otwarcia są w tym przypadku znikomo małe (ok. 0,025 przy $\varphi_w = 11^\circ$), co oznacza gwałtowny wzrost prędkości przepływu i strat ciśnienia. Wzrost wielkości podtoczenia do 13% objętości skokowej pozwala osiągnąć minimalny współczynnik otwarcia rzędu 0,25, lecz odbywa się to kosztem znacznego wzrostu przestrzeni martwej. Nie można przy tym zapominać, że wyniki powyższe uzyskano, zakładając obrót krzywki o 50° a dalszy wzrost tego kąta może ponownie wywołać całkowite zaślepienie komory, nawet przy maksymalnym podtoczeniu.

Dlatego też zaproponowano kolejną zmianę polegającą na zmianie kształtu podtoczenia. W miejsce uskoku 45° zastosowano fazę 45° wg rys. 3.25b. Podtoczenie zwymiarowano tak, aby wywołany nim przyrost przestrzeni martwej miał tę samą wartość, co poprzednio. Zachowano także ten sam zarys i kąt obrotu krzywki. Wyniki przedstawiono na rys. 6.36.



Rys. 6.36. Wpływ wielkości podtoczenia o kształcie fazy 45° na przebieg zmian współczynnika otwarcia okna przy krzywce obróconej o 50° . Jednostka F2R3F

Zmiana kształtu podtoczenia spowodowała istotną poprawę sytuacji. Nieznacznemu wydłużeniu procesu otwierania okna towarzyszy wyraźny wzrost współczynnika otwarcia (wartość minimalna wzrasta o ok. 0,2). Opierając się na wynikach zaprezentowanych w rozdziale 4.3.2, można przyjąć, że podtoczenie o wielkości 7÷8,5% pozwala utrzymać prędkość przepływu w dopuszczalnych granicach ($5\div 6$ m/s).

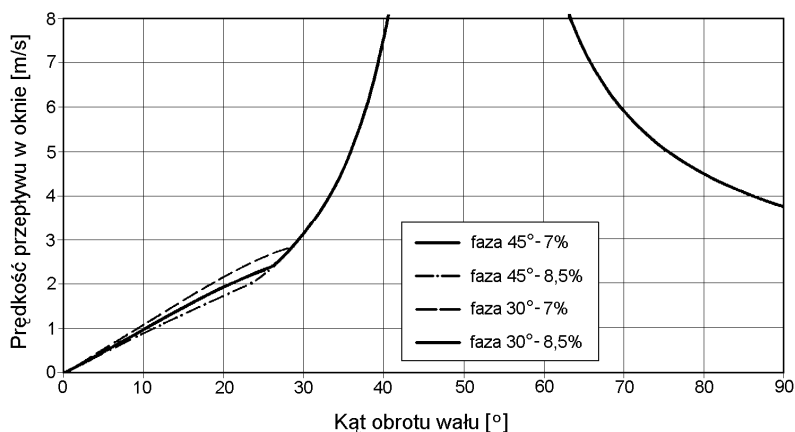


Rys. 6.37. Wpływ wielkości podtoczenia o kształcie fazy 30° na przebieg zmian współczynnika otwarcia okna przy krzywce obróconej o 50° . Jednostka F2R3F

Z kolei analizie poddano podtoczenie o kształcie fazy 30° (rys. 3.25a). Analizę prowadzono dla tych samych co wcześniej założeń, a jej wyniki pokazano na rys. 6.37. Można

zaobserwować dalszy wzrost współczynnika otwarcia okna w fazie początkowej (dla kątów $\varphi_w < 20^\circ$), powiązany ze spowolnieniem procesu otwierania dla dużych wartości kąta φ_w .

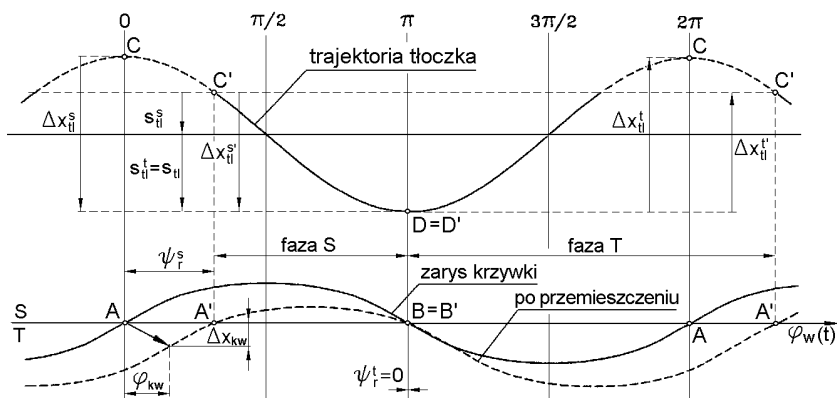
Chcąc dokonać pełniejszego porównania zjawisk zachodzących w trakcie otwierania się okna, wyznaczono przebiegi zmian prędkości przepływu w oknie dla czterech przypadków: fazy 30° o wielkości 7% i 8,5% oraz fazy 45° o tych samych wielkościach. Wyniki uzyskane przy założeniu prędkości obrotowej 1500 obr./min zaprezentowano na rys. 6.38. Jak widać różnice pomiędzy poszczególnymi przebiegami są minimalne i widoczne jedynie dla małych kątów φ_w . Silny wzrost prędkości w obszarze kątów φ_w zbliżonych do 50° jest efektem założonego obrotu krzywki o ten kąt). Można więc stwierdzić, że zjawisko to ma charakter dominujący i decyduje o poziomie strat ciśnienia generowanych przez mechanizm rozrządu. Wpływ różnic w przebiegach współczynnika otwarcia okna, pokazanych na rys. 6.35÷6.37, jest natomiast niewielki. Należy jedynie wyeliminować z rozważań wersje prowadzące do całkowitego zaślepienia komory cylindrowej w jakimkolwiek momencie (jak również te, dla których współczynnik otwarcia osiąga bardzo małą wartość przy dużych kątach φ_w).



Rys. 6.38. Prędkość przepływu w otwierającym się oknie dla różnych kształtów i rozmiarów podtoczenia na tłoczku. Krzywka obrócona o 50° , prędkość 1500 obr./min, jednostka F2R3F

Podsumowując wyniki dokonanych analiz, należy stwierdzić, że zmiany współczynnika otwarcia okna rozrządu w mechanizmie z obracaną krzywką mają złożony charakter, uzależniony od wielu czynników konstrukcyjnych. Jak wykazały badania uzupełniające, istotny wpływ na przebieg zmian powierzchni czynnej okna oprócz kształtu i wielkości podtoczenia i kąta obrotu krzywki mają jej zarys i skok. Jednocześnie widać że stosunkowo niewielkie zmiany konstrukcyjne pociągają za sobą daleko idące skutki. Dlatego też zaprojektowanie powyższego mechanizmu wymaga przeprowadzenia szerszej zakrojonej analizy uwzględniającej większą liczbę czynników, co pozwoli znaleźć optymalny zestaw parametrów konstrukcyjnych. Na elementy mechanizmu sterowania wydajnością przez obrót krzywki na wale działają siły równie małe, jak w przypadku krzywki przesuwnej. Jediną trudnością jest stosunkowo duży kąt, o jaki należy obracać krzywkę. W przypadku pracy nawrotnej, kąt pomiędzy skrajnymi położeniami krzywki wynosi 180° ; dla maszyny, której wydajność ma się zmieniać wyłącznie w przedziale $Q_{\max} \div 0$ można go zmniejszyć o połowę.

mieszczenia. Zwiększając przesunięcie osiowe Δx_{kw} przy niezmiennym kącie obrotu krzywki φ_{kw} , lub zmniejszając φ_{kw} przy stałym Δx_{kw} , możemy zmienić wartość kąta ψ_r^t na przeciwną. Dobierając odpowiednio wartości Δx_{kw} i φ_{kw} , można więc doprowadzić do wyzerowania tego kąta, czyli do przypadku, gdy przejście z fazy ssawnej w tłoczną zachodzi dokładnie w tym samym momencie, co w jednostce o stałej wydajności. Przypadek taki zilustrowano na rys. 6.40. Pozwala to wyeliminować szkodliwe dla maszyny zjawisko zaślepiania komory cylindrowej w fazie zmniejszania przez nią objętości (por. pkt 6.4.2.4.3). Chcąc uzyskać podobny efekt dla wszystkich położenia krzywki, należy przemieszczać ją po określonej trajektorii. Jak łatwo stwierdzić, trajektoria ta będzie miała kształt lustrzanego odbicia zarysu krzywki. Przypadek taki należy uznać za najkorzystniejszy i jedynie on poddany będzie dalszej analizie. W pozostałych przypadkach kąt ψ_r^t będzie miał wartość różną od zera, a maszyna będzie się zachowywać podobnie, jak wcześniej omawiane wersje (w zależności od kierunku kąta ψ_r^t).



Rys. 6.40. Wyzerowanie kąta ψ_r^t dzięki odpowiedniemu doborowi parametrów przemieszczenia krzywki i wynikający z tego przebieg zmian efektywnego skoku tłoczka

6.4.2.5.1. Przebieg zmian wydajności

Ze względu na złożony charakter ruchu wykonywanego przez krzywkę na wale, podczas analizy przebiegu zmian wydajności maszyny jako parametr wyjściowy przyjęto jej kąt obrotu φ_{kw} . Druga składowa jej ruchu, czyli przesunięcie osiowe Δx_{kw} , jest wielkością wynikową uzyskiwaną dzięki odpowiedniej konstrukcji mechanizmu przemieszczania krzywki. Sytuacja odwrotna, czyli wymuszanie przez ten mechanizm osiowego przesunięcia krzywki i uzyskiwanie jej obrotu jako wielkości wynikowej, przy wymaganych wartościach Δx_k i φ_{kw} jest niemożliwa do osiągnięcia (mechanizm byłby samohamowny).

Efektywny skok tłoczka decydujący o wydajności pompy jest sumą dwóch różnych co do wartości składowych: s_{II}^t i s_{II}^s . Należy przy tym zauważyć, że s_{II}^t jest stale równa amplitudzie skoku tłoczka s_{II} , podczas gdy s_{II}^s zmienia się wraz ze zmianami kąta ψ_r^s (może też przyjmować wartości ujemne gdy $\psi_r^s > \pi/2$). Ogólna zależność opisująca związek pomiędzy kątem przesunięcia fazy ssawnej ψ_r^s a przemieszczeniem tłoczka w tej fazie ma postać:

$$s_{II}^s = s_{II} \cdot \cos \psi_r^s. \quad (6.32)$$

Ponieważ zależność ta obowiązuje także w fazie tłocznej, a równość $s_{tl}^t = s_{tl}^s$ wynika z faktu, że $\cos 0 = 1$, zmiany średniej wartości natężenia przepływu tłoczonego przez pompę Q będą przebiegać zgodnie ze wzorem:

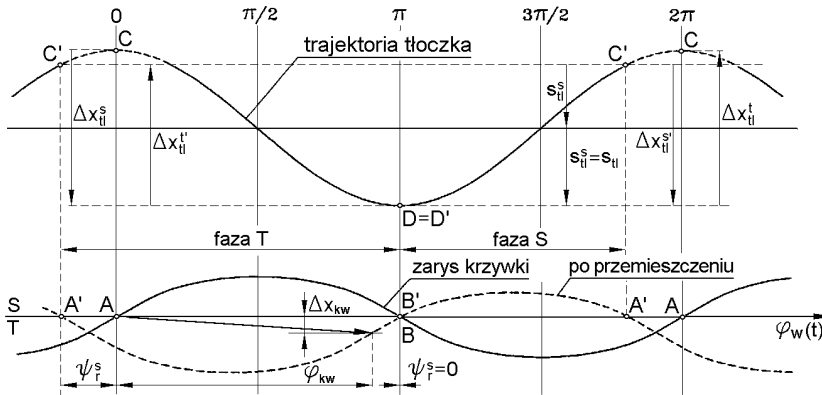
$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{s_{tl}^s + s_{tl}^t}{2 \cdot s_{tl}} = Q_{\max} \cdot \frac{\cos \psi_r^s + \cos \psi_r^t}{2} = Q_{\max} \cdot \frac{\cos \psi_r^s + 1}{2}. \quad (6.33)$$

Zgodnie z poczynionymi wcześniej założeniami, przemieszczenie krzywki odbywa się po trajektorii stanowiącej lustrzane odbicie zarysu krzywki. Wynika z tego, że zależność pomiędzy kątem obrotu krzywki na wale a kątem przesunięcia momentu przejścia fazy tłocznej w ssawną ma postać: $\psi_r^s = 2 \cdot \varphi_{kw}$. Wzór opisujący zmiany wydajności rozpatrywanej jednostki w funkcji kąta obrotu krzywki będzie więc miał postać:

$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{\cos(2 \cdot \varphi_{kw}) + 1}{2}. \quad (6.34)$$

Podczas analizy tego wzoru widać, że dla φ_{kw} równego dokładnie $\pi/2$ wydajność maszyny spada do zera, a po przekroczeniu $\pi/2$ zaczyna rosnąć, osiągając ponownie Q_{\max} przy $\varphi_{kw} = \pi$.

Duże znaczenie dla analizy omawianego sposobu sterowania wydajnością ma przebieg zjawisk zachodzących w maszynie dla kąta obrotu krzywki $\varphi_{kw} > \pi/2$. Przebieg ten pokazano na rys. 6.41, zakładając, że krzywka porusza się cały czas po podanej wyżej trajektorii.



Rys. 6.41. Przebieg zmian efektywnego skoku tłoczka dla kąta obrotu krzywki przekraczającego $\pi/2$

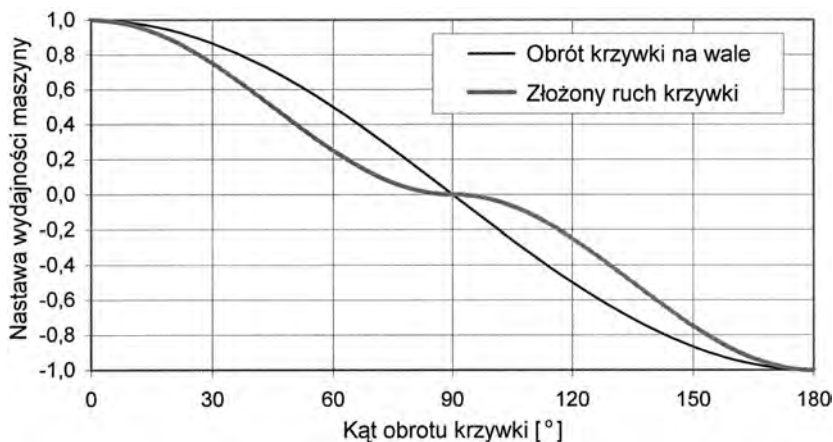
Widać z niego, że podobnie jak w przypadku obracania krzywki na wale, po przekroczeniu kąta $\pi/2$ następuje zamiana miejscami obu faz pracy komory, połączona z odwróceniem kierunku przepływu tłoczonej cieczy. Istnieje więc możliwość sterowania wydajnością maszyny w przedziale $-Q_{\max} \div +Q_{\max}$, a zależność opisująca jej zmiany przybiera ostateczną postać:

$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{\cos(2 \cdot \varphi_{kw}) + 1}{2} \cdot \lambda(\varphi_{kw}), \quad (6.35)$$

gdzie: $\lambda(\varphi_{kw})$ – funkcja kierunku przepływu = 1 dla $\varphi_{kw} = (-\pi/2 \div \pi/2); (3 \cdot \pi/2 \div 5 \cdot \pi/2); \dots$
 = -1 dla $\varphi_{kw} = (\pi/2 \div 3 \cdot \pi/2); (5 \cdot \pi/2 \div 7 \cdot \pi/2); \dots$

6.4.2.5.2. Zjawiska zachodzące podczas zmiany wydajności

Na rysunku 6.42 porównano kształt przebiegu zmian współczynnika nastawy wydajności maszyny w funkcji kąta obrotu krzywki φ_{kw} uzyskanego na podstawie wzoru 6.35 z przebiegiem dla mechanizmu z krzywką obracaną na wale (wzór 6.32). Zakładając, że optymalnym kształtem charakterystyki sterowania jest przebieg liniowy, widzimy, że mechanizm o ruchu złożonym ma stosunkowo korzystną charakterystykę w obszarach dużej wydajności (wsp. nastawy równy $0,9 \div 0,3$ dla obu kierunków tłoczenia). W obszarze przejścia przez zero (wsp. nastawy równy $-0,5 \div +0,5$) bardziej korzystnym kształtem charakteryzuje się mechanizm z krzywką obracaną.



Rys. 6.42. Zmiany nastawy wydajności jednostek z krzywką obracaną i wykonującą ruch złożony w funkcji kąta obrotu krzywki

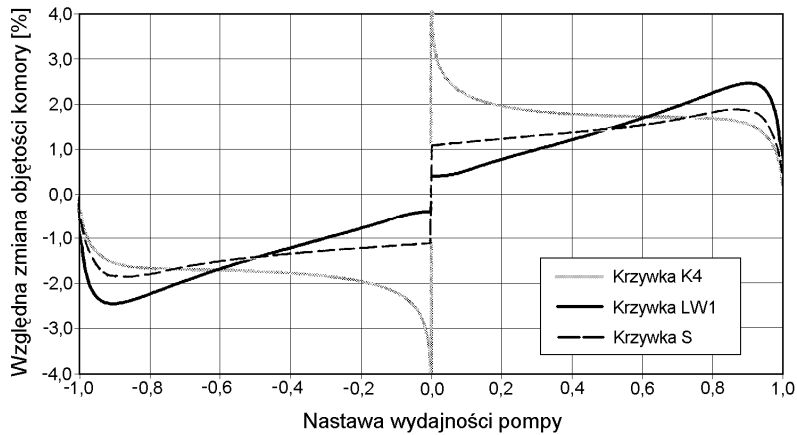
Ponieważ obrót krzywki na wale o kąt 180° może stwarzać problemy konstrukcyjne, należałoby rozważyć możliwość „obcięcia” silnie nieliniowych, skrajnych części pokazanych przebiegów. Jeśli przyjąć, że sterowanie wydajnością odbywa się w ograniczonym przedziale $0,95 \cdot Q_{\max} \div +0,95 \cdot Q_{\max}$, wymagany kąt obrotu spada do 154° dla krzywki o ruchu złożonym i 144° dla krzywki obracanej. Można więc stwierdzić, że charakterystyki sterowania wydajnością dla mechanizmu z krzywką wykonującą ruch złożony są mniej korzystne niż dla mechanizmu z krzywką obracaną.

Niestety, w wyniku zamiany faz odwróceniu ulegają także zjawiska przejść pomiędzy nimi, tj. przejście z fazy tłocznej w ssawną zajdzie dokładnie w tym samym momencie, co w maszynie o stałej wydajności, a przejście z fazy ssawnej w tłoczną przypadnie w chwili zbliżania się tłoczków do siebie. Całkowite wyeliminowanie zjawiska zmniejszania się objętości zaślepionej komory cylindrowej niezależnie od kierunku przepływu cieczy jest więc niemożliwe w obu wersjach mechanizmu z obracaną krzywką.

Wspomniana już wcześniej konstrukcja zapewniająca kompensację powyższego zjawiska jest zatem niezbędna. Zasadę jej działania można oprzeć na komorach wstępnego sprężania, stosowanych coraz częściej we współcześnie budowanych wysokociśnieniowych pompach wielotłoczkowych [16, 51]. Może to jednak pociągnąć za sobą istotny wzrost przestrzeni martwej, co pozbawi jednostkę typu PWK zalet wymienionych w rozdziale 5.2. Istnieje też możliwość konstrukcji zaworowego układu kompensacji, który nie wpływałby na objętość przestrzeni martwej. Konieczne jednak będzie rozwiązanie szeregu problemów

natury konstrukcyjnej i technologicznej, gdyż mechanizm taki nie ma odpowiednika w budowanych obecnie pompach i silnikach.

Ze względu na fakt, że prędkość przechodzenia tulei przez mostek zmienia się podobnie, jak to miało miejsce w mechanizmie z przesuwaną krzywką, analizie poddano zależność względnej zmiany objętości zaślepionej komory cylindrowej od nastawy wydajności maszyny. Wyniki pokazano na rys. 6.43. Na wykresie podano wyłącznie rezultaty otrzymane dla przejść tulejki przez mostek, zachodzących w czasie ruchu tłoczków, gdy $\psi_r^s \neq 0$ (co odpowiada punktom A' i C' na rys. 6.39÷6.41). Dla pozostałych przejść (punkty B' D') względna zmiana objętości komory będzie praktycznie równa zero. Analizie poddano krzywki o zarysach S, K4 i LW1 w jednostce większej o wydajności $80 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ (F2), przy tych samych, co poprzednio, założeniach konstrukcyjnych.



Rys. 6.43. Względna zmiana objętości komory cylindrowej w czasie jej zaślepienia dla różnych zarysów krzywki sterującej

Uzyskane wyniki są gorsze niż dla mechanizmu z krzywką obracaną, co wynika z faktu, że kąt zaślepienia rośnie gwałtownie, gdy krzywka jest obrócona o kąt φ_{kw} bliski $\pi/4$. Jest to wynikiem szybko malejącego w tym obszarze kąta nachylenia zarysu krzywki. Najbardziej równomierny przebieg osiągnięto dla krzywki o zarysie sinusoidalnym. Rezultaty uzyskane dla jednostki mniejszej (E2) są, jak we wszystkich poprzednio analizowanych przypadkach, gorsze o ok. 20%, co wynika z większej wartości kąta zaślepienia. Kształty otrzymanych przebiegów są natomiast dla obu maszyn jednakowe.

Do rozwiązania pozostaje też problem sposobu realizacji ruchu krzywki, pokrywającego się z założoną trajektorią. Wspólnym problemem dla rozpatrywanego mechanizmu i mechanizmu z krzywką obracaną jest konieczność obracania krzywki względem wirującego wału napędowego o stosunkowo duży kąt, sięgający 180° . Ze względu na małe obciążenie krzywki, stosunkowo łatwe jest natomiast powiązanie jej obrotu z przemieszczeniem osiowym wg zadanej trajektorii. Wymaga to jedynie wykonania w jednym z dwu współpracujących elementów rowka o żądanym zarysie i osadzenia w tym rowku kamienia przesuwającego krzywkę w kierunku osiowym. W obu omawianych mechanizmach element odpowiedzialny za sterowanie wydajnością maszyny (np. silnik krokowy) będzie miał za zadanie jedynie obracanie krzywki względem wału o wymagany kąt. Niezależnie od przyjętego w praktyce rozwiązania, węzeł ten będzie miał zatem w obu przypadkach zbliżoną konstrukcję i parametry.

Rozdział 7

WŁASNOŚCI EKSPLOATACYJNE MASZYN Z ROZRZĄDEM KRZYWKOWYM

Kolejną część pracy poświęcono próbie oceny własności eksploatacyjnych maszyn wyposażonych w rozrząd krzywkowy i porównaniu ich ze znanymi własnościami pomp i silników z rozrządem czołowym. Dokładne wartości poszczególnych parametrów można określić jedynie na podstawie wyników badań laboratoryjnych, dlatego też rozdział ten poświęcono przede wszystkim ocenie, w jakim stopniu omawiana zmiana konstrukcji mechanizmu rozrządu może wpłynąć na znane z innych rozwiązań parametry. Podstawowym obiektem porównawczym jest najbardziej zbliżona konstrukcyjnie pompa wielotłoczkowa osiowa z wychylną tarczą. Do celów porównania przyjęto liczbę tłoczków wynoszącą 9 – w jednostce z rozrządem czołowym, i 14 – w jednostce z rozrządem krzywkowym, oraz identyczny dla obu maszyn kąt nachylenia tarcz oporowych γ .

7.1. Kierunek obrotów wału napędowego

Zdecydowana większość pomp i silników wielotłoczkowych osiowych wyposażonych w rozrząd czołowy może pracować przy obu kierunkach obrotów wału napędowego. Wynika to z całkowitej symetrii elementów rozrządu, a przede wszystkim kolektora czołowego. Możliwość zmiany kierunku obrotów wału i związana z nią zmiana kierunku przepływu cieczy roboczej jest uznawana za poważną zaletę omawianych konstrukcji. Drugą istotną ich zaletą jest możliwość wychylania tego elementu w obu kierunkach względem położenia odpowiadającego zerowej wydajności. Stwarza to możliwość zmiany kierunku tłoczenia cieczy roboczej przy zachowaniu stałego kierunku obrotów wału napędowego pompy lub zmiany kierunku obrotów silnika przy stałym kierunku przepływu cieczy. Właściwość ta znajduje szerokie zastosowanie w przekładniach hydrostatycznych o obiegu zamkniętym.

Odstępstwo od omawianej reguły stanowią maszyny, w których kanały kolektora mają niesymetryczny kształt, bądź też cały kolektor jest usytuowany niesymetrycznie względem osi zwrotnych położenia tłoczków. Dotyczy to głównie jednostek, w których kolektor obrócono celem złagodzenia skoków ciśnienia w komorach roboczych podczas przesterowania. Jednostki takie występują jednak stosunkowo rzadko.

Częstszym przypadkiem są maszyny (na ogół pompy z wychylnym korpusem) konstrukcyjnie przystosowane do jednego kierunku przepływu cieczy roboczej, tj. do pracy w układzie otwartym. W jednostkach tych zróżnicowaniu ulega średnica i długość kanałów ssawnego i tłocznego oraz wymiary odpowiednich gniazd przyłączeniowych. Konstrukcja tych maszyn dopuszcza też możliwość wychylenia korpusu tylko w jednym kierunku, a zatem kąt γ może przyjmować wartości wyłącznie z przedziału $0 \div \gamma_{\max}$. Pozwala to istotnie zmniejszyć gabaryty pompy. Suma powyższych ograniczeń konstrukcyjnych narzuca kierunek obrotów jej wału oraz kierunek tłoczenia cieczy roboczej. Stanowi to jednak świadomy wybór konstruktora, a nie ograniczenie wynikające z zasady działania maszyny z rozrządem czołowym.

Pompy i silniki z rozrzędem krzywkowym o stałej wydajności (chłonności) charakteryzują się pełną symetrią ze względu na kierunek obrotów wału napędowego. Symetria ta dotyczy zarówno kształtu podstawowych elementów roboczych, jak i wykonywanych przez nie ruchów. Maszyny takie nie mają też żadnych elementów kompensacji połączonych z kanałami ssawnym bądź tłocznym. Dlatego zmiana kierunku obrotów wału pompy powoduje jedynie zamianę miejscami kanałów ssawnego z tłocznym i wynikające z tego odwrócenie kierunku jej tłoczenia. Analogicznie dla silnika istnieje niczym nieograniczona możliwość zmiany kierunku obrotów wału poprzez zmianę kierunku przepływu cieczy roboczej przez ten silnik. Przebieg zjawisk opisanych w rozdziałach 2÷5 nie zależy od kierunku obrotów, a żadne z uzyskanych charakterystyk nie zmieniają w takim przypadku kształtu. Jedyny wyjątek mógłby wynikać z ewentualnych różnic w kształcie kanału ssawnego i tłocznego, a w szczególności z różnic w geometrii szczelin oddzielających te kanały od karteru pompy. Jest to jednak konstrukcyjnie łatwe do uniknięcia. Pod tym względem jednostki typu PWK należy uznać za pełen odpowiednik stosowanych obecnie maszyn wielotłoczkowych osiowych z rozrzędem czołowym, których nie dotyczą ograniczenia takie, jak w przypadku jednostek zębatych z kompensacją luzów czy śrubowych.

W przypadku maszyn o zmiennej wydajności, wpływ kierunku obrotów wału napędowego jest różny dla różnych odmian mechanizmu sterowania wydajnością. Pompy i silniki, w których wydajność (chłonność) jest zmieniana poprzez zmianę kąta nachylenia tarcz oporowych lub ich obrót względem siebie na wale mogą pracować przy obu kierunkach obrotów bez żadnych ograniczeń.

Dla jednostek z krzywką przesuwaną osiowo możliwość zmiany kierunku obrotów jest zasadniczo zachowana, jednakże wywołana nią zamiana miejscami kanałów ssawnego i tłocznego powoduje, że kanał, w kierunku którego następuje przesunięcie krzywki, będzie dla jednego kierunku obrotów kanałem tłocznym, a dla drugiego kierunku ssawnym. Z opisu zjawisk zachodzących podczas przechodzenia okna przez mostek (pkt 6.4.2.3.3) wynika natomiast, że przesunięcie w kierunku kanału ssawnego jest mniej korzystne (ze względu na przebieg zmian ciśnienia w zaślepionej komorze cylindrowej) od przesunięcia w kierunku kanału tłocznego. Oznacza to, że jeden kierunek obrotu będzie uprzywilejowany względem drugiego. Można tego uniknąć, umożliwiając przesuwanie krzywki w jedną lub w drugą stronę, komplikuje to jednak konstrukcję mechanizmu rozrzędu. Konstrukcja ta nie stwarza natomiast możliwości zmiany kierunku tłoczenia przy stałym kierunku obrotów wału (patrz rozdział 6.4.2.3.2). Warunki pracy pomp i silników z krzywką obracaną na wale będą identyczne dla obu kierunków obrotu wału, niezależnie od zakresu sterowania wydajnością ($-Q_{pmax} \div +Q_{pmax}$, czy też $Q_{pmax} \div 0$). Można więc realizować wszystkie warianty zmiany kierunku obrotów i kierunku przepływu.

W przypadku maszyny z krzywką wykonującą złożony ruch na wale należy odróżnić dwa przypadki. Pierwszy z nich ma miejsce w jednostce z zakresem sterowania wydajnością ograniczonym do $Q_{pmax} \div 0$. Podobnie jak w maszynie z krzywką przesuwaną, jeden z kierunków obrotu będzie uprzywilejowany ze względu na korzystniejszy przebieg zmian ciśnienia w zaślepionej komorze cylindrowej. Zmiana kierunku obrotów wału i zamiana miejscami kanałów ssawnego i tłocznego spowoduje pogorszenie warunków pracy maszyny. W przypadku pompy lub silnika o pełnym zakresie sterowania $-Q_{pmax} \div +Q_{pmax}$, zamiana miejscami kanałów i wynikające z tego niekorzystne zjawiska mają i tak miejsce, w związku z czym zmiany kierunku obrotu wału nie powodują żadnych dodatkowych skutków.

7.2. Sprawność przetwarzania energii

Jednym z najważniejszych parametrów charakteryzujących pompy i silniki jest sprawność, z jaką maszyny te przetwarzają energię. Rozpatrując wpływ konstrukcji mechanizmu rozrządu na wartość sprawności uzyskiwanej przez daną jednostkę, należy oddzielnie analizować możliwe do uzyskania przebiegi sprawności objętościowej, mechanicznej i ciśnieniowej. Przebieg tych trzech sprawności w funkcji parametrów pracy decyduje o przebiegu i wartościach uzyskiwanych przez sprawność całkowitą, będącą ich iloczynem.

7.2.1. Sprawność objętościowa

Sprawność objętościową jednostki wporowej w pracy pompowej określamy jako stosunek wydajności rzeczywistej tej jednostki do jej wydajności teoretycznej:

$$\eta_{vp} = \frac{Q_{rz}}{Q_{tp}} = \frac{q_{tp} \cdot n_p - \sum Q_{st}}{q_{tp} \cdot n_p}, \quad (7.1)$$

gdzie: q_{tp} – teoretyczna objętość robocza pompy,

n_p – prędkość obrotowa wału pompy,

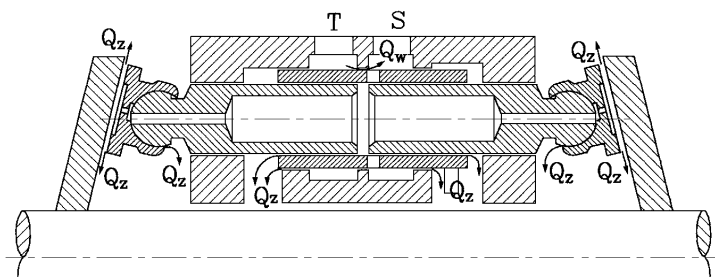
$\sum Q_{st}$ – sumaryczne straty objętościowe (głównie przecieki) w pompie.

Głównymi źródłami strat objętościowych w pompach i silnikach wielotłoczkowych są przecieki z komory cylindrowej i kanału tłocznego do karteru pompy (przecieki zewnętrzne) i przecieki z kanału tłocznego bezpośrednio do ssawnego (przecieki wewnętrzne). Przecieki zewnętrzne zachodzą w takiej pompie dwoma drogami: jako przecieki w szczelinach oddzielających komorę cylindrową od karteru pompy (szczelina pomiędzy tłoczkiem a otworem cylindrowym, czy też częściowo szczeliny pomiędzy blokiem cylindrowym a kolektorem) oraz w postaci strumienia oleju zasilającego podpory hydrostatyczne w stopkach i wyciekającego następnie przez szczelinę pomiędzy stopką a tarczą oporową. Przecieki przez szczelinę między tłoczkiem a otworem cylindrowym jednostki z wychylną tarczą są z reguły pomijalnie małe, ze względu na stosunkowo dużą długość tej szczeliny i jej małą wysokość (dokładne pasowanie walcowych tłoczków w otworach). Podstawowym źródłem przecieków zewnętrznych jest więc zasilanie podpór hydrostatycznych w stopkach. W typowych warunkach przy ciśnieniu nominalnym przecieka tędy 2÷5% całkowitego strumienia cieczy przepływającej przez maszynę.

Drugim elementem jednostki z wychylną tarczą odpowiedzialnym za większość przecieków jest kolektor czołowy. Szczelina oddzielająca go od powierzchni czołowej bloku cylindrowego ma zmienną wysokość zależną od kształtu tego węzła i parametrów pracy maszyny. Zaprojektowanie kolektora czołowego tak, aby wysokość szczeliny była niska w całym obszarze zmienności parametrów pracy i jednocześnie nie pociągało to za sobą dużych strat wywołanych tarcieniem jest trudnym zadaniem dla projektanta. W wyniku nieuniknionych kompromisów i dużych wymiarów (szczególnie długości) „nerkowatych” kanałów kolektora w rozpatrywanej szczelinie występują duże przecieki, i to zarówno zewnętrzne (z kanału tłocznego na zewnątrz), jak i wewnętrzne (bezpośrednio z kanału tłocznego do ssawnego). Co więcej, różnice ciśnienia panującego w kanałach ssawnym i tłocznym kolektora mogą powodować nierównoległe ustawienie kolektora względem płaszczyzny czołowej bębna cylindrowego. W efekcie, po stronie wysokociśnieniowej rośnie grubość filmu olejowego (i przecieki), a po stronie niskociśnieniowej może pojawić się tarcie mieszane.

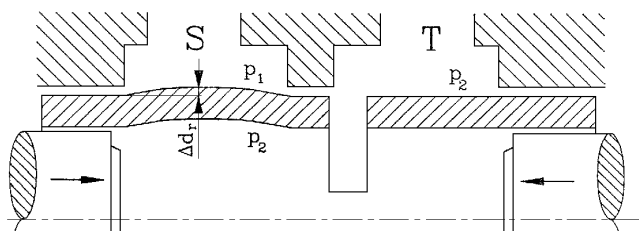
Taki sam wpływ na sprawność objętościową ma rozrząd czołowy w jednostkach z wychylnym wirnikiem. Odmienne kształtują się natomiast pozostałe źródła przecieków w takiej maszynie. Przeguby kuliste tłoczków (lub napędzających je korbowodów) są z reguły też smarowane olejem doprowadzonym z komory cylindrowej, jednak ze względu na możliwość konstrukcyjnego zapewnienia małej wysokości szczeliny w tych przegubach (dzięki odpowiedniemu wymiarowaniu), przecieki generowane przez opisany węzeł są mniejsze niż w jednostkach z wychylną tarczą. W przypadku niektórych jednostek z wychylnym korpusem, wyposażonych w tłoczki o kształcie odbiegającym od walcowego (np. stożkowym), rosną natomiast przecieki pomiędzy otworami w bębnie cylindrowym a tłoczkami. W efekcie, sumaryczne przecieki w obu typach maszyn są zbliżone, przy czym dominują z reguły przecieki na kolektorze czołowym.

Konstrukcja jednostek z rozrządem krzywkowym eliminuje część powyższych źródeł przecieków, ale w ich miejsce pojawiają się inne. Przedstawia to rys. 7.1.



Rys. 7.1. Źródła przecieków zewnętrznych i wewnętrznych w maszynie z rozrządem krzywkowym

Takim dodatkowym źródłem przecieków jest zwiększona liczba tłoczków, a więc podpór hydrostatycznych. W miejsce 7 lub 9 podpór w typowej pompie lub silniku pojawia się ich 14 lub 18. Problemem jest też uzyskanie należytej szczelności na mostku rozrządczym. Ze względów konstrukcyjnych szerokość mostka b_m nie może przekraczać kilku mm, gdyż dalszy jej wzrost pociąga za sobą konieczność zwiększenia skoku zarysu krzywki s_r , a to powoduje zwiększenie przyspieszeń i sił działających na elementy tego mechanizmu. Co gorsza, w chwili przechodzenia okna rozrządu przez mostek długość szczeliny oddzielającej oba kanały pompy jest równa jedynie wartości przekrycia na mostku Δb_m (patrz rys. 2.5). Przekrycie to, jak wykazano w rozdziałach 3.3.5 i 4.1.3, musi być możliwie małe (w praktyce rzędu kilku dziesiątych milimetra). Nie można też obniżyć zbyt wysokość tej szczeliny, gdyż grozi to zakleszczeniem tulejki w otworze wywołanym jej odkształceniami podczas pracy. Przebieg tego zjawiska w fazie tłoczenia przedstawiono na rys. 7.2.



Rys. 7.2. Odkształcenie tulejki rozrządu wywołane różnicą ciśnień w fazie tłoczenia

Jak widać, różnica ciśnień działająca na tulejkę pomiędzy komorą cylindrową znajdującą się w fazie tłoczenia a kanałem ssawnym powoduje jej miejscowe promieniowe odkształcenie o Δd_r . Przy różnicy ciśnień wynoszącej 40 MPa, grubości ścianki tulei rozrzędu 3 mm i średnicy rzędu kilkunastu mm, odkształcenie to (mierzone promieniowo) osiąga ok. 2 μm . Jego zmniejszenie wymagałoby zwiększenia grubości ścianki tulei, co niekorzystnie wpłynie na gabaryty całej maszyny (przy założonej określonej jej wydajności). Zastosowanie innych materiałów jest też niecelowe, gdyż wszystkie powszechnie stosowane gatunki stali mają zbliżoną wartość modułu Younga, niezależnie od zastosowanych dodatków podnoszących wytrzymałość czy korygujących inne własności stali. Wartość ta przewyższa z kolei moduł Younga innych nadających się do zastosowania materiałów. Jeśli wziąć pod uwagę dodatkowe odkształcenia tulei podczas pracy (np. zginanie przez tłoczki), pasowanie tulei w otworze musi zapewniać luz średnicowy o wartości min. 10÷12 μm . Przy niewspółosiowym położeniu tulei w otworze (wymuszonym przez końce tłoczków) i małej długości szczeliny węzeł ten musi generować pokaźne przecieki wewnętrzne.

Konstrukcja jednostki typu PWK eliminuje natomiast kolektor czołowy będący głównym źródłem strat w maszynach produkowanych dotychczas. Dodatkowym środkiem mającym na celu wzrost sprawności objętościowej nowej maszyny jest zastosowanie dławików śrubowych w tłoczkach na dolocie do podpór hydrostatycznych. Konstrukcja ta, oparta na wynikach badań [43], pozwala zmniejszyć przecieki w tych podporach o ok. 40%, poprawiając jednocześnie ich sztywność i redukując współczynnik tarcia. Można ją jednak stosować również w typowych pompach z wychylną tarczą, co pozbawiłoby jednostki typu PWK wynikającej z tego przewagi.

Ostatnim czynnikiem wpływającym na różnice w przebiegu sprawności objętościowej pomiędzy jednostkami PWK a produkowanymi obecnie maszynami z rozrzędem czołowym jest objętość przestrzeni martwej. Cykliczne sprężanie i rozprężanie wypełniającej ją cieczy roboczej jest kolejnym, poza przeciekami, zjawiskiem obniżającym sprawność objętościową pomp i silników. Zgodnie z wynikami przedstawionymi w rozdziale 5.2, różnica w osiągniętej sprawności objętościowej pomiędzy typową pompą wielotłoczkową a pompą typu PWK, przy ciśnieniu pracy wynoszącym 40 MPa i maksymalnej nastawie wydajności $\chi_p = 1$, wyniesie ok. 0,8% na korzyść tej ostatniej (por. rys. 5.7).

Podsumowując powyższe rozważania, należy stwierdzić, że dla jednostki typu PWK o stałej wydajności sprawność objętościowa η_v może osiągnąć wartości zbliżone do osiągniętych produkowanych obecnie jednostek wielotłoczkowych osiowych z wychylną tarczą, czyli ok. 90÷96% przy ciśnieniu 40 MPa i prędkości nominalnej (w zależności od wielkości maszyny i lepkości cieczy roboczej). Uzyskanie tej wartości jest jednak silnie uzależnione od technologii wykonania jej podstawowych elementów. Wymaga to także prawidłowego zaprojektowania podpór hydrostatycznych i właściwego doboru luzów pomiędzy współpracującymi elementami, takimi jak tłoczki w tulejkach rozrzędu czy tulejki w bloku cylindrowym.

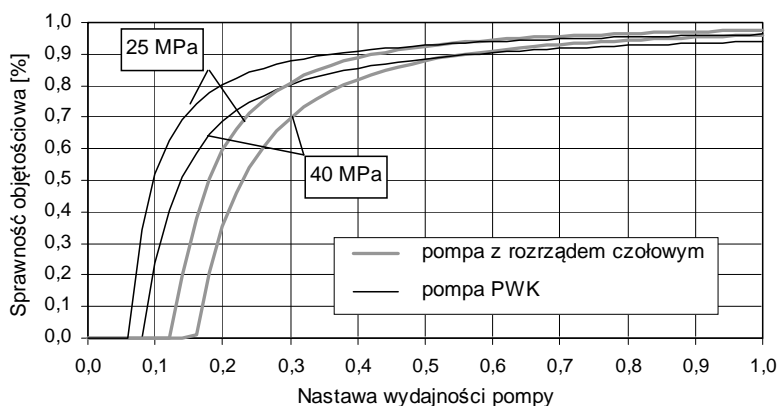
Analizując przebieg sprawności objętościowej dla pomp o zmiennej wydajności, należy uwzględnić wpływ zmian współczynnika nastawy wydajności χ_p . Zależność pomiędzy χ_p a teoretyczną wydajnością (chłonnością) maszyny Q_{tp} ma charakter liniowy. Tymczasem sumaryczne przecieki we wszystkich analizowanych konstrukcjach są zależne od χ_p tylko w niewielkim stopniu. Oznacza to wyraźny spadek sprawności objętościowej tych maszyn w funkcji malejącego współczynnika nastawy wydajności. Zjawisko to ma zbliżony przebieg dla wszystkich odmian mechanizmu rozrzędu.

Wyraźna różnica wystąpi za to po uwzględnieniu strat objętościowych wywołanych ściśliwością cieczy roboczej (rozdział 5.2). W przypadku maszyn z rozrzędem czołowym,

rosną one gwałtownie wraz z redukcją wydajności (rys. 5.7). W jednostkach typu PWK, dzięki znacznej redukcji objętości przestrzeni martwej i niezależnieniu jej od nastawy wydajności, przyrost ten jest zdecydowanie wolniejszy, a różnica na ich korzyść może w skrajnych przypadkach sięgać nawet kilkunastu-kilkudziesięciu procent. W efekcie, podczas zmniejszania wydajności sumaryczne straty objętościowe ΣQ_{st} rosną w pompie typu PWK wolniej niż w jednostkach z wychylną tarczą lub korpusem. Wolniejszy jest więc spadek sprawności.

Zjawisko to pokazano na rys. 7.3. Otrzymane przebiegi uzyskano, zakładając takie same wartości sprawności objętościowej, jak w rozdziale 7.2.5. W obu przypadkach założono też, że sumaryczne przecieki przy $\chi_p = 0$ są równe 80% przecieków występujących przy $\chi_p = 1$, a zależność jest liniowa. Dla obu porównywanych pomp przyjęto te same, co w rozdziale 5.2, parametry opisujące przebieg zmian objętości przestrzeni martwej, tj.: $\varepsilon_m = 50\%$ i $\zeta = 1/2$ dla pompy wyposażonej w rozrząd czołowy oraz $\varepsilon_m = 12,5\%$ i $\zeta = 0$ dla pompy PWK.

Poczynione założenia odnośnie do poziomu sprawności objętościowej uzyskiwanego przez obie pompy przy ciśnieniu 40 MPa i maksymalnej nastawie wydajności (0,96 dla pompy z rozrządem czołowym i 0,94 dla pompy typu PWK) oznaczają, że dla tej drugiej założono sumaryczne przecieki wyższe o 50%. Mimo to pompa PWK wykazuje wyraźną przewagę w obszarze niskich nastaw wydajności ($\chi_p < 0,5$). Przewaga ta jest tym wyższa, im wyższe wartości ciśnienia przyjmuje się do obliczeń. Jest to efekt znacznego ograniczenia szkodliwego przepływu wstecznego spowodowanego ściśliwością cieczy roboczej w przestrzeni martwej.



Rys. 7.3. Symulacja przebiegu zmian sprawności objętościowej w funkcji nastawy wydajności przy różnych ciśnieniach pracy

7.2.2. Sprawność mechaniczna

Sprawność mechaniczna określa wpływ strat mechanicznych wywołanych głównie tarciem pomiędzy elementami pracującej maszyny. Dla pracy pompowej opisuje ją zależność:

$$\eta_{mp} = \frac{M_{tp}}{M_{rz}} = \frac{M_{tp}}{M_{tp} + \sum M_{sm}}, \quad (7.2)$$

gdzie: M_{rz} – rzeczywisty moment na wale pompy,

M_{tp} – moment teoretyczny,
 ΣM_{sm} – sumaryczny moment strat mechanicznych.

Moment teoretyczny na wale pompy M_{tp} określa się natomiast, stosując wzór:

$$M_{tp} = \frac{q_{tp} \cdot \Delta p_k}{2 \cdot \pi}, \quad (7.3)$$

gdzie: Δp_k – przyrost ciśnienia zachodzący bezpośrednio w komorze cylindrowej pompy.

Straty mechaniczne w jednostkach z rozrządem czołowym wywołane są głównie przez te same elementy, które są odpowiedzialne za większość przecieków. Są to tłoczki wraz z elementami nadającymi im ruch (stopki hydrostatyczne ślizgające się po tarczy oporowej lub korbowody łączące tłoczki z wałem napędowym w maszynie z wychylnym wirnikiem) oraz sam rozrząd czołowy. Współczynnik tarcia pomiędzy stopkami a tarczą oporową oraz w kulistych przegubach korbowodów można znacznie ograniczyć, wprowadzając między współpracujące powierzchnie warstewkę oleju pochodzącego z komory cylindrowej. Bezpośredni metaliczny styk tych powierzchni, jakkolwiek niemożliwy do całkowitego wyeliminowania, jest znacznie ograniczony, co pozwala na osiąganie przez te węzły dużej trwałości. Istnieją też sposoby (jak wymieniony poprzednio dławik kapilarny na dopływie do podpory hydrostatycznej tłoczka) pozwalające ograniczyć wywołane tym przecieki.

Dużo poważniejsze problemy stwarza natomiast rozrząd czołowy. Ze względu na silne zagrożenie wzrostem przecieków (patrz poprzedni rozdział) i niemożność zainstalowania ograniczających je dławików, przy projektowaniu kolektora nie można dążyć do całkowitego zrównoważenia hydrostatycznego. W każdych warunkach pracy maszyny siła dociskająca kolektor do bloku cylindrowego, pochodząca od ciśnienia w kanałach, musi przewyższać siłę wynikającą z ciśnienia panującego w filmie olejowym oddzielającym te elementy. Wartości obu tych sił są znaczne, gdyż muszą się one przeciwstawiać sumarycznemu obciążeniu osiowemu wszystkich tłoczków pompy. Wynikiem tego są duże straty wywołane tarciami między blokiem a kolektorem. Dodatkowy przyrost strat momentu może też wynikać z klinowego kształtu szczeliny między kolektorem a bębniem cylindrowym, czego efektem może być miejscowy zanik filmu olejowego i pojawienie się tarcia mieszanego.

Pozostałe źródła strat mechanicznych, takie jak: tarcie pomiędzy tłoczkami a bębniem cylindrowym, tarcie w łożyskach czy między wałem a pierścieniem uszczelniającym karter oraz straty mechaniczne wywołane mieszaniem oleju w karterze przez elementy ruchome pompy, mają stosunkowo niewielki wpływ na sprawność mechaniczną.

W jednostkach z rozrządem krzywkowym zwiększona liczba tłoczków i stopek powoduje wzrost strat wywołanych ich tarciami o tarcze oporowe. Częściowo kompensuje to nowa konstrukcja tego zespołu (z dławikiem śrubowym), która zgodnie z wynikami badań [43] obniża nieco wartość współczynnika tarcia. Podstawową zaletą tej konstrukcji jest jednak całkowita eliminacja rozrządu czołowego. Zastępujący go rozrząd krzywkowy jest bowiem w 100% hydrostatycznie odciążony. Wynika z tego znacznie mniejsze obciążenie jego elementów podczas pracy i znacznie mniejsze siły tarcia pomiędzy nimi [42]. Obciążenie osiowe tłoczków przenoszone jest w całości przez wał z osadzonymi na nim tarczami oporowymi i nie przenosi się ani na bęben cylindrowy, ani na łożyska wału (jak w maszynach z wychylnym korpusem). Wyeliminowano w ten sposób prawie całkowicie największe źródło strat mechanicznych. Udział pozostałych elementów maszyny jest niewielki, podobnie jak w konstrukcjach omawianych powyżej. Oznacza to, że sprawność mechaniczna η_m pomp i silników z rozrządem krzywkowym powinna wyraźnie przewyższać wartości uzyskiwane przez jednostki wielotłoczkowe zarówno z wychylną tarczą, jak i z wychylnym korpusem.

W przypadku jednostek o zmiennej wydajności, we wszystkich omawianych przypadkach należy oczekiwać zbliżonego wpływu zmian współczynnika nastawy χ_p . Podstawowe źródła strat pozostaną niezmiennione, podczas gdy moment teoretyczny będzie liniowo dążył do zera. W wyniku tego sprawność mechaniczna będzie malała. Niższe straty mechaniczne w jednostkach typu PWK będą jednak powodowały, że dla dowolnej nastawy wydajności powinny one wykazywać wyższą sprawnością mechaniczną.

7.2.3. Sprawność ciśnieniowa

Ostatnim czynnikiem wpływającym na sprawność całkowitą są straty ciśnienia powstałe podczas przepływu cieczy roboczej przez kanały wewnętrzne maszyny. Opisuje je sprawność ciśnieniowa, zgodnie ze wzorem:

$$\eta_{hp} = \frac{\Delta p_z}{\Delta p_k}, \quad (7.4)$$

gdzie: Δp_z – zewnętrzny przyrost ciśnienia cieczy roboczej mierzony na gniazdach ssawnym i tłocznym pompy.

Wyniki badań jednostek z rozrządem czołowym [48, 65] oraz analiza zjawisk zachodzących w oknach mechanizmu rozrządu (rozdział 4) sugerują, że głównym miejscem powstawania strat ciśnienia jest w nich przejście pomiędzy „nerkowatym” kanałem kolektora czołowego a oknem wlotowym do komory cylindrowej w bloku cylindrowym. Przyczyną tych strat nie jest kształt ani pole przekroju okna, lecz gwałtowna zmiana kierunku i prędkości przepływu cieczy, spowodowana szybkim ruchem obrotowym bloku cylindrowego. Jest to też istotna przyczyna trudności w budowaniu samozasysających pomp wielotłoczkowych pracujących z dużą prędkością. Pozostałe straty ciśnienia wywołane kształtem i przekrojami kanałów pompy mają mniejsze znaczenie i można je stosunkowo łatwo ograniczyć [20].

Zastosowanie rozrządu krzywkowego pozwala jednak unieruchomić bęben cylindrowy. Usunięto w ten sposób jedno z najważniejszych źródeł strat ciśnienia. Pewnej komplikacji uległ kształt kanałów ssawnego i tłocznego oraz okien rozrządu, jednak sumaryczny spadek ciśnienia powinien być wyraźnie mniejszy, a wartość sprawności ciśnieniowej η_{hp} wyższa.

Wpływ zmian współczynnika nastawy χ_p na wartość sprawności ciśnieniowej w maszynach o zmiennej wydajności jest taki sam dla wszystkich rozpatrywanych przypadków. Zmniejszeniu przepływającego przez maszynę strumienia cieczy musi odpowiadać spadek oporów przepływu w jej kanałach i wzrost wartości sprawności ciśnieniowej. Przewaga jednostek z rozrządem krzywkowym będzie więc zachowana, jednak będzie ona coraz mniejsza wraz z malejącym współczynnikiem nastawy.

7.2.4. Sprawność mechaniczno-ciśnieniowa

Ze względu na poważne trudności w bezpośrednim pomiarze wewnętrznego przyrostu ciśnienia w komorach cylindrowych pracującej maszyny Δp_k , bezpośrednie wyznaczenie sprawności mechanicznej i ciśnieniowej jest bardzo rzadko spotykane. W ich miejsce wyznacza się natomiast sprawność mechaniczno-ciśnieniową η_{hm} , będącą iloczynem sprawności mechanicznej η_{mp} i ciśnieniowej η_{hp} . Opisuje ją zależność:

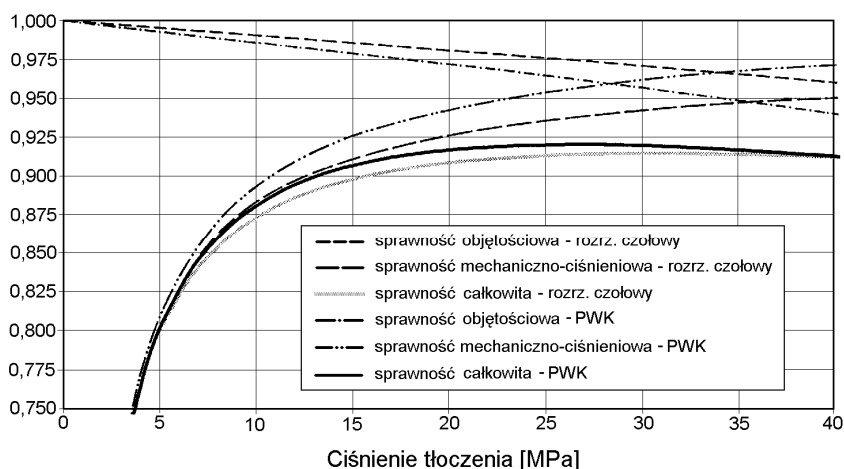
$$\eta_{hmp} = \frac{q_{tp} \cdot \Delta p_z}{2 \cdot \pi \cdot M_{rz}} \quad (7.5)$$

Przy prawidłowej pracy pompy sprawność mechaniczno-ciśnieniowa rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia pracy. Dla produkowanych współcześnie pomp z rozrzędem czołowym sięga ona 94÷96% przy ciśnieniu 40 MPa. Ponieważ w maszynie typu PWK wyeliminowano największe źródła strat mechanicznych i ciśnieniowych, należy oczekiwać, że jej sprawność mechaniczno-ciśnieniowa wyraźnie przekroczy podane powyżej wartości.

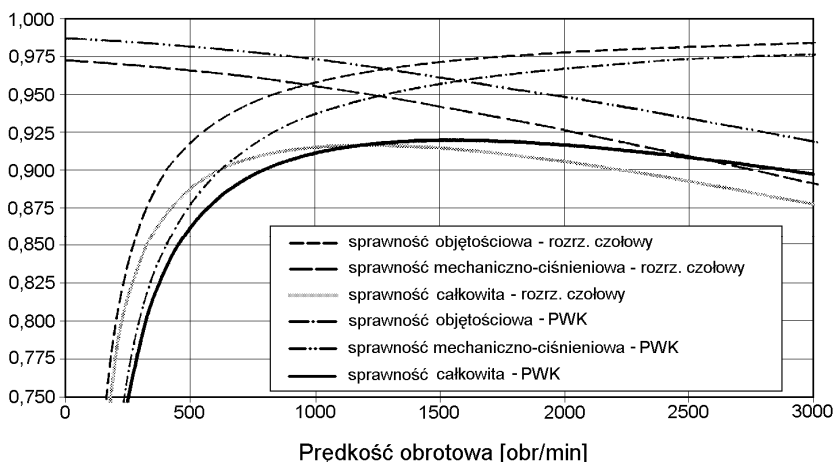
7.2.5. Sprawność całkowita pompy o stałej wydajności

Sprawność całkowita maszyny η_c jest iloczynem sprawności mechaniczno-ciśnieniowej i objętościowej. Wartość maksymalna tej sprawności i parametry pracy, przy których to maksimum występuje, zależą jednak nie tylko od wartości uzyskiwanych przez obie składowe, lecz również od ich kształtu. W przypadku pompy typu PWK odmienny kształt przebiegów η_{vp} i η_{hmp} powoduje zmiany w przebiegu zmian η_{cp} w funkcji parametrów pracy. Na rysunku 7.4 pokazano wyniki symulacji przebiegu zmian sprawności całkowitej w funkcji ciśnienia pracy, przy stałej prędkości obrotowej dla pompy typowej (z wychylną tarczą) i pompy PWK. Opierając się na przedstawionej powyżej analizie, przyjęto, że pompa z wychylną tarczą uzyskuje przy ciśnieniu 40 MPa następujące wartości sprawności cząstkowych: $\eta_{vp} = 0,96$ i $\eta_{hmp} = 0,95$. Natomiast dla pompy PWK przyjęto $\eta_{vp} = 0,94$ i $\eta_{hmp} = 0,97$. Oznacza to, że przyjęta wartość sprawności całkowitej przy 40 MPa będzie dla obu pomp równa ok. 0,912.

Przyjmując typowe kształty przebiegów zmian η_{vp} i η_{hmp} w funkcji ciśnienia, można wyznaczyć dla założonej wartości prędkości obrotowej $n = 1500$ obr./min przebieg zmian η_{cp} . Przebieg uzyskany w ten sposób dla pompy PWK różni się kształtem od przebiegu charakteryzującego pompę z wychylną tarczą. W obszarze ciśnień mniejszych od 40 MPa wartości η_{cp} osiągane przez pompę PWK są nieznacznie wyższe (dzięki wyższej sprawności mechaniczno-ciśnieniowej). Niekorzystny wpływ zwiększonych przecieków widoczny jest dopiero w obszarze najwyższych ciśnień.



Rys. 7.4. Symulacja przebiegu zmian sprawności w funkcji ciśnienia dla różnych typów pomp



Rys. 7.5. Symulacja przebiegu zmian sprawności w funkcji prędkości obrotowej dla różnych typów pomp

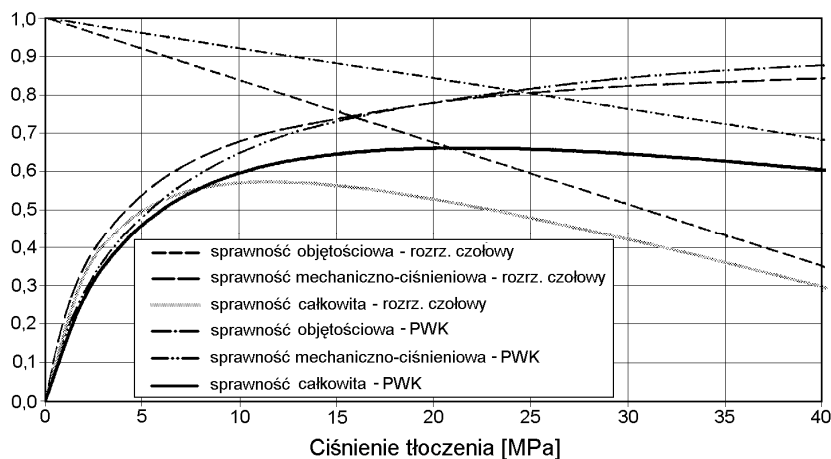
Porównując charakterystyki zmian sprawności w funkcji prędkości obrotowej przy stałym ciśnieniu pracy równym 30 MPa, zaprezentowane na rys. 7.5, można zauważyć przewagę pompy PWK w obszarze prędkości wyższych od 1200 obr./min. Przy prędkościach niższych od tej wartości pompa z wychylną tarczą ma wyższą sprawność całkowitą dzięki mniejszym przeciekom, których wpływ na sprawność jest w tym obszarze dominujący.

Należy podkreślić, że charakterystyki przedstawione na rys. 7.4 i 7.5 pochodzą z symulacji opartej na matematycznym opisie zjawisk zachodzących w poszczególnych pompach i przyjętych poziomach ich sprawności [21, 45]. Wyniki laboratoryjnych badań prototypów pomp z rozrzędem krzywkowym oraz ich porównanie z rezultatami osiąganymi przez produkowane obecnie jednostki z rozrzędem czołowym zaprezentowano w rozdziale 8.

7.2.6. Sprawność pompy o zmiennej wydajności

Opierając się na zamieszczonej analizie wpływu zmian współczynnika nastawy wydajności χ_p na przebiegi sprawności objętościowej, mechanicznej i ciśnieniowej, można też przeanalizować przebiegi sprawności całkowitej pompy o zmiennej wydajności. Utrzymując w mocy założenia poczynione w poprzednim rozdziale, wyznaczono dla obu typów pomp przebiegi zmian sprawności w funkcji przyrostu ciśnienia. Do obliczeń przyjęto dwie wartości współczynnika nastawy $\chi_p = 0,5$ i $0,2$. Wyniki symulacji uzyskane dla $\chi_p = 0,2$ przedstawiono na rys. 7.6.

Porównując uzyskane rezultaty z pokazanymi na rys. 7.5 wynikami osiągniętymi przy założeniu $\chi_p = 1$, można stwierdzić, że pompa PWK jest znacznie odporniejsza na zjawiska wywołane zmianami nastawy. Jest to oczywiście efektem znacznego ograniczenia objętości przestrzeni martwej i zachodzących w niej zjawisk sprężania i rozprężania cieczy roboczej. Przewaga pompy PWK widoczna jest szczególnie w obszarze wysokich ciśnień i niskich wartości χ_p . Przy $\chi_p = 0,2$ i ciśnieniu powyżej 30 MPa, sprawność całkowita pompy PWK może być wyższa od sprawności typowych pomp z wychylną tarczą nawet o dwadzieścia kilka procent. Ponieważ podobnych rezultatów można oczekiwać także w przypadku pracy silnikowej, pojawia się możliwość budowy przekładni hydrostatycznej o niespotykanym dotąd zakresie możliwych do uzyskania przełożeń: dynamicznego i kinematycznego.



Rys. 7.6. Symulacja przebiegu zmian sprawności w funkcji ciśnienia dla różnych typów pomp.
Nastawa wydajności: $\chi_p = 0,2$

Zaprezentowane symulacje wymagają oczywiście weryfikacji doświadczalnej. Stanowią one jednak ważną przesłankę świadcząca o potencjalnych możliwościach jednostek typu PWK o zmiennej wydajności. Należy też podkreślić, że w toku tych symulacji przyjmowano dla jednostek z rozrządem krzywkowym nieco niższe wartości sprawności niż wartości uzyskane w toku laboratoryjnych badań prototypów pomp PWK (por. rozdział 8).

7.3. Wydajność energetyczna z jednostki masy i objętości

Parametrem, w którym maszyny wielotłoczkowe osiowe (obu typów wyposażonych w rozrząd czołowy) górują nad wszystkimi pozostałymi konstrukcjami, jest ich wydajność energetyczna z jednostki masy, tj. stosunek maksymalnej mocy przenoszonej przez nie do ich masy całkowitej. Obecnie czołowe konstrukcje osiągają 4÷6 kW z każdego kilograma masy, co wynika głównie z wysokich wartości ciśnienia tłoczenia i prędkości obrotowej. Równie wysokie rezultaty uzyskuje się, porównując moc tych jednostek z ich objętością.

Chcąc przeanalizować potencjalne możliwości maszyn z rozrządem krzywkowym, należy oszacować maksymalne wartości parametrów mających wpływ na moc przenoszoną przez te jednostki, jak również wpływ zmian konstrukcyjnych na ich masę i wymiary zewnętrzne.

7.3.1. Wydajność (chłonność) poszczególnych maszyn

Wydajność maksymalna hydraulicznej maszyny wyporowej zależy od dwóch jej parametrów: teoretycznej objętości roboczej q_p (wydajności na 1 obrót) i rozwijanej przez nią maksymalnej prędkości obrotowej. Oba te parametry wymagają oddzielnej analizy dla poszczególnych typów maszyn.

Teoretyczna objętość robocza pompy wielotłoczkowej osiowej zależy od średnicy i liczby tłoczków, średnicy podziałowej otworów w bębnie cylindrowym i kąta nachylenia tarczy oporowej [3]. Niezależnie od wartości średnicy podziałowej, liczba tłoczków w jednostkach z wychylną tarczą i wychylnym korpusem jest prawie zawsze równa 7 lub 9 (rozdział 5.1). Oznacza to, że średnica tłoczków osiąga w tych maszynach zbliżone wartości.

Tymczasem jednostka typu PWK o tej samej średnicy podziałowej, co omawiane powyżej maszyny, będzie się od nich różnić zarówno średnicą tłoczków, jak ich liczbą. Wynika to z faktu, że w otworach bębna cylindrowego tej maszyny umieszczone są tulejki rozrządu, a dopiero w nich tłoczki, jak również z kształtu kanałów doprowadzających ciecz do komory cylindrowej. Przy typowych stosunkach wymiarowych, wziętych z rzeczywistych konstrukcji, sumaryczna powierzchnia przekroju poprzecznego tłoczków w każdym zestawie wyniesie ok. 50% sumarycznej powierzchni tłoczków w pompie z wychylną tarczą (przy tej samej średnicy podziałowej). Jest to jednak skompensowane przez różnicę w liczbie tłoczków występujących w maszynie typu PWK w dwóch identycznych zestawach (zazwyczaj 2×7).

Kąt nachylenia tarczy oporowej w maszynach z wychylną tarczą jest ograniczony przez zjawisko zginania tłoczka. Zespół tłoczek-stopka dociskany jest do tarczy oporowej ciśnieniem działającym na jego powierzchnię czołową (por. rys. 7.7). Ponieważ powierzchnia tarczy oporowej, po której ślizga się stopka, nie jest prostopadła do osi tłoczka powoduje to wystąpienie składowej poprzecznej, zginającej tłoczek. Zjawisko to jest szkodliwe ze względu na groźbę pojawienia się bezpośredniego, metalicznego styku krawędzi tłoczka z otworem w bębnie cylindrowym, dlatego też kąt nachylenia tarczy oporowej nie przekracza w tych jednostkach $16 \div 18^\circ$. Oznacza to ograniczenie skoku tłoczka s_t i wynikające z niego ograniczenie wydajności maszyny. Wysoka wartość kąta γ powoduje też duże promieniowe obciążenie układu łożyskowania.

Jednostki z wychylnym korpusem mogą pracować przy znacznie wyższych wartościach kąta γ , sięgających $25 \div 40^\circ$. Wynika to z faktu, że ich konstrukcja zapewnia odciążenie tłoczków od sił promieniowych, a zatem od zginania. Jedynym ograniczeniem kąta γ są warunki przeniesienia momentu obrotowego między bębnem cylindrowym a wałem napędowym. W efekcie, przy tej samej średnicy podziałowej i wymiarach tłoczków, wydajność jednostki z wychylnym korpusem może być o $60 \div 150\%$ wyższa od wydajności jednostki z wychylną tarczą. Wzrost sił promieniowych działających na łożyska jest w przypadku tych jednostek bez znaczenia, ze względu na wymaganą w nich olbrzymią nośność łożysk (przenoszą całą siłę osiową działającą na tłoczki).

W maszynach z rozrządem krzywkowym omawiane zjawiska przebiegają identycznie, jak w jednostkach z wychylną tarczą, ze względu na identyczną zasadę działania i konstrukcję zespołu tłoczek-stopka. Wynikiem są takie same wartości kąta nachylenia tarcz oporowych γ i amplitudy skoku tłoczka s_t . Wynika z tego, że przy identycznej średnicy podziałowej tłoczków D_p jednostka typu PWK i jednostka z wychylną tarczą osiągną zbliżone wartości teoretycznej objętości roboczej. Obie te jednostki będą natomiast wyraźnie ustępować jednostkom z wychylnym korpusem.

7.3.2. Maksymalna prędkość obrotowa

Maksymalna prędkość obrotowa maszyny ograniczona jest przez kilka zjawisk. Pierwszym z nich jest wzrost oporów przepływu cieczy przez kanały wewnętrzne, wywołany zarówno wzrostem natężenia przepływu, jak też coraz gwałtowniejszą zmianą jej prędkości i kierunku w chwili przepływania przez okna wlotowe w wirującym bloku cylindrowym (por. pkt 7.2.3.). Wynikiem tego jest utrudnione napełnianie komory cylindrowej w czasie suwu ssania i groźba pojawienia się kawitacji. Próbą złagodzenia tego zjawiska jest często stosowane nachylenie otworów cylindrowych względem osi wału, co ułatwia napełnianie komór dzięki sile odśrodkowej. Problem ten ma znaczenie wyłącznie podczas pracy pom-

powej. Wzrost oporów przepływu w maszynie pracującej jako silnik nie pociąga za sobą żadnych istotnych skutków poza spadkiem sprawności ciśnieniowej.

Drugim zjawiskiem ograniczającym prędkość obrotową jest wzrost sił masowych działających na zespół tłoczek-stopka. Można tu wyróżnić siłę osiową związaną z ruchem posuwisto-zwrotnym wykonywanym przez ten zespół, jak również siłę odśrodkową dociskającą go do ścianki otworu w bloku cylindrowym. Przy typowych wymiarach i masie tego zespołu, siły masowe są znacznie mniejsze niż siły pochodzące od ciśnienia, wartość ich jest jednak proporcjonalna do kwadratu prędkości obrotowej (wzór 2.5 i 2.6), co przy dużych prędkościach może doprowadzić do ich nadmiernego wzrostu.

Kolejne ograniczenie wynika ze zjawisk zachodzących w warstewce oleju oddzielającej współpracujące ze sobą powierzchnie kolektora czołowego i bębna cylindrowego. Ponieważ grubość tej warstewki jest ściśle ograniczona ze względu na sprawność objętościową pompy wzrost prędkości, musi prowadzić do zwiększonego tarcia lepkiego w tej szczelinie i do spadku sprawności mechanicznej. Utrudnia to projektowanie powyższego węzła. Wszystkie trzy wymienione powyżej zjawiska charakteryzują w równym stopniu oba typy maszyn wielotłoczkowych z rozrządem czołowym.

Unieruchomienie bębna cylindrowego i eliminacja kolektora czołowego w maszynie typu PWK eliminuje część powyższych ograniczeń. Warunki pracy zespołów tłoczek-stopka są jednak bardzo zbliżone do panujących w pompie z wychylną tarczą. Jedyną różnicą jest eliminacja sił masowych wywołanych ruchem obrotowym bębna cylindrowego. Charakter ruchu wykonywanego przez tulejki rozrządu jest podobny, jednak w tym przypadku mniejsza amplituda ich skoku s_r powoduje znacznie mniejsze wartości sił oddziaływających na nie podczas pracy niż w przypadku tłoczków. Wielkość amplitudy skoku tulejek wynika wyłącznie z wymogu zapewnienia odpowiednio dużej powierzchni okien rozrządu (czyli ich odpowiedniej szerokości b_o).

Drugim problemem charakterystycznym dla maszyn z rozrządem krzywkowym jest wyważenie statyczne wirującego zespołu składającego się z wału napędowego, tarcz oporowych, separatorów, pierścieni dociskających, krzywki i sprężyn. Duża liczba elementów i ich kształty powodują, że problem ten jest trudniejszy niż w konstrukcjach obecnych. Wyważenie dynamiczne ze względu na symetrię zespołu wirującego i stosunkowo dużą odległość pomiędzy łożyskami jest łatwiejsze.

Reasumując, jednostka z rozrządem krzywkowym z prawidłowo zwymiarowanymi kanałami doprowadzającymi ciecz roboczą do komory cylindrowej i wyważoną częścią wirującą powinna osiągać prędkość obrotową zbliżoną do osiągniętych produkowanych obecnie jednostek z rozrządem czołowym. W połączeniu ze zbliżoną geometryczną objętością roboczą oznacza to, że wydajność maksymalna takiej jednostki nie powinna ustępować wydajności jednostek z wychylną tarczą. Maszyny z wychylnym korpusem będą natomiast osiągały większą wydajność.

7.3.3. Maksymalne ciśnienie pracy

Konstrukcja pomp i silników wielotłoczkowych osiowych umożliwia osiągnięcie przez nie ciśnień przewyższających osiągi większości pozostałych maszyn wyporowych. Ograniczenie ciśnienia pracy tych jednostek wynikają z warunków pracy zespołu tłoczek-stopka i współpracy kolektora czołowego z bębniem cylindrowym. W obu tych przypadkach chodzi o minimalizację przecieków i strat wywołanych tarciami oraz niedopuszczanie do bezpośredniego metalicznego styku współpracujących elementów. Realizacja powyższego postulatu jest łatwiejsza w przypadku zespołów tłoczek-stopka, o czym świadczyć może

fakt stosowania podobnych zespołów w przystosowanych do najwyższych ciśnień pompach promieniowych z rozrządem zaworowym. Dużo trudniej spełnić ten warunek w obszarze rozrządu czołowego, ze względu na omawiane już trudności w zapewnieniu stabilnej wysokości szczeliny oddzielającej bęben cylindrowy od kolektora. Zagadnienia wytrzymałości elementów konstrukcyjnych, takich jak wał napędowy, tarcza oporowa, łożyska czy korpus, nie grają takiej roli ze względu na stosunkowo dużą swobodę w ich kształtowaniu i wymiarowaniu.

W przypadku jednostek typu PWK konstrukcja i warunki pracy zespołów tłoczek-stopka są takie same jak dotychczas. Rozrząd krzywkowy jest natomiast lepiej dostosowany do pracy pod wysokim ciśnieniem, ze względu na możliwość konstrukcyjnego ustalania wysokości szczeliny i jej niewrażliwość na pozostałe (poza ciśnieniem) parametry pracy maszyny. Problemem jest natomiast odkształcenie tulei pod wpływem różnicy ciśnień (rys. 7.2) i wynikające z niego pasowanie tulejek w otworach i przecieki (pkt 7.2.1). Oznacza to, że sprawność objętościowa maszyny i jej maksymalne ciśnienie pracy są ze sobą powiązane, a wzrost jednego z tych parametrów pociąga za sobą konieczność ograniczenia drugiego. Przy prawidłowym zaprojektowaniu elementów maszyny (grubość ścianek tulei, wymiary szczelin między elementami) ograniczenia te stają się mało istotne i można przyjąć, że pompy i silniki z rozrządem krzywkowym mogą pracować pod ciśnieniem wyższym od ciśnienia pracy współczesnych maszyn z wychylną tarczą i wychylnym korpusem.

Ostatecznie można stwierdzić, że całkowita moc przenoszona przez jednostkę z rozrządem krzywkowym, będąca iloczynem jej wydajności i ciśnienia pracy, powinna przewyższać moc osiąganą przez produkowane obecnie maszyny wielotłoczkowe osiowe z wychylną tarczą, charakteryzujące się taką samą średnicą podziałową otworów cylindrowych. W przypadku jednostek z wychylnym korpusem, wzrost ciśnienia pracy maszyn typu PWK powinien rekompensować mniejszą wydajność. Dzięki temu można oczekiwać zbliżonego poziomu mocy obu maszyn.

7.3.4. Gabaryty i masa maszyny

Zakładając jednakową średnicę podziałową, należy sprawdzić, w jakim stopniu różnice konstrukcyjne będą wpływały na gabaryty całej maszyny. Bazując na istniejącej dokumentacji konstrukcyjnej pomp PWK o różnej wielkości, można wywnioskować, że pompa taka ma nieco większą średnicę zewnętrzną i bardzo zbliżoną długość całkowitą do pomp z wychylną tarczą o porównywalnych parametrach. Ponieważ kształt obu maszyn jest zbliżony, można przyjąć, że objętość pompy PWK jest nieco większa od objętości jej odpowiednika. Ze względu na identyczne materiały użyte do budowy obu pomp, można założyć proporcjonalność masy do objętości. Oznacza to, że również masa pompy PWK będzie wyższa od masy pompy z wychylną tarczą. Różnica ta zarówno w przypadku masy, jak i objętości, będzie niewielka – rzędu 20%. Podobnych różnic można też oczekiwać przy porównywaniu silników obu typów.

Różnice będą podobne w przypadku maszyn z wychylnym korpusem. Ze względu na wewnętrzną budowę, jednostki takie charakteryzują się całkowicie odmiennym „złamanym” kształtem, można jednak oczekiwać, że przy tej samej średnicy podziałowej ich masa i objętość będą podobne, jak dla pomp z wychylną tarczą.

Dla jednostek o zmiennej wydajności sytuacja ulega zasadniczej zmianie. Zarówno objętość, jak i masa maszyn z wychylną tarczą rośnie gwałtownie, ze względu na konieczność wyposażenia ich w serwomechanizm hydrauliczny składający się zazwyczaj z siłownika (lub ich zespołu) wychylającego tarczę oporową i sterującego nim zaworu oraz dodat-

kowej pompy zasilającej układ sterowania (przeważnie zębatej). W przypadku bardziej rozbudowanych sterowników ich objętość i masa stają się porównywalne z samą pompą czy silnikiem.

Jeszcze bardziej zjawisko to widać w jednostkach z wychylnym korpusem. Aby umożliwić wychylanie wirnika i rozrządu czołowego takiej maszyny, konieczne jest nie tylko wyposażenie jej w analogiczny serwomechanizm, lecz także znaczny wzrost wymiarów jej obudowy (i wypełnienie jej cieczą). Komplikuje się też konstrukcja kanałów łączących kolektor czołowy z gniazdami ssawnym i tłocznym. Kanały te muszą bowiem wykonywać te same ruchy, co wirnik z kolektorem, podczas gdy gniazda są nieruchome. W efekcie masa i objętość jednostki o zmiennej wydajności może wielokrotnie przekroczyć masę i objętość jednostki o stałej wydajności i tych samych parametrach.

Tymczasem w jednostkach z rozrządem krzywkowym przyrost ich masy spowodowany przez mechanizm zmiany wydajności ogranicza się właściwie do elektromagnesu proporcjonalnego lub innego elementu o podobnych wymiarach. W porównaniu z masą samej maszyny przyrost ten jest znikomy, wynoszący ok. 10%.

7.3.5. Porównanie rezultatów

Podsumowując powyższe rezultaty można wywnioskować, że wydajność energetyczna z jednostki masy dla jednostek z rozrządem krzywkowym o stałej wydajności powinna osiągnąć wartość nieznacznie niższą lub zbliżoną do osiągniętych współcześnie produkowanych pomp i silników z wychylną tarczą. Podobnej, nieco nawet większej różnicy można oczekiwać podczas porównania z maszynami z wychylnym korpusem.

W przypadku jednostek o zmiennej wydajności należy natomiast oczekiwać sytuacji przeciwniej. Bezpośrednie sterowanie wydajnością maszyn typu PWK, przy eliminacji ciężkiego i dużego serwomechanizmu hydraulicznego oraz pompy pomocniczej powinno zapewnić im przewagę nad obiema konstrukcjami maszyn wyposażonych w rozrząd czołowy.

7.4. Praca silnikowa

Zaletą większości maszyn waporowych stosowanych w układach hydrostatycznego napędu jest możliwość odwracania kierunku przepływu mocy przez te jednostki, tj. pracy silnikowej pomp lub pracy pompowej silników hydraulicznych. Można to wykorzystać do odzysku energii kinetycznej w przekładniach hydrostatycznych o obiegu zamkniętym (tzw. „hamowanie silnikiem”). Wyjątkiem od tej reguły są jedynie maszyny wyposażone w rozrząd zaworowy, który nie umożliwia odwracalności przepływu energii. Zarówno rozrząd czołowy, jak i rozrząd krzywkowy działają bez względu na wartości ciśnień panujące w komorze cylindrowej i kanałach maszyny. Dlatego też wszystkie odmiany maszyn wielotłoczkowych osiowych mogą pracować w warunkach odwróconego kierunku przepływu mocy.

Istotnym parametrem jest sprawność, jaką poszczególne jednostki uzyskują w warunkach odwróconego kierunku przepływu mocy. We wszystkich przypadkach sprawność całkowita maszyny jest iloczynem sprawności objętościowej i mechaniczno-ciśnieniowej. W przypadku pracy silnikowej zmianie ulega jednak definicja obu tych sprawności.

7.4.1. Sprawność objętościowa w pracy silnikowej

Sprawność objętościowa w pracy silnikowej wyraża się zależnością [4]:

$$\eta_{vs} = \frac{Q_{ts}}{Q_{rz}} = \frac{q_{ts} \cdot n_s}{q_{ts} \cdot n_s + \sum Q_{st}}. \quad (7.6)$$

Porównując ten wzór ze wzorem 7.1, opisującym sprawność dla pracy pompowej, można zauważyć, że przy identycznych wartościach q_t , n i ΣQ_s sprawność objętościowa w pracy silnikowej przyjmuje nieco wyższe wartości. Dla prędkości obrotowej n_s , odpowiadającej nominalnym warunkom pracy maszyny, suma strat objętościowych ΣQ_s nie przekracza z reguły kilku procent chłonności teoretycznej Q_t . Dla takiego przypadku różnica wartości osiąganego przez sprawność objętościową w pracy pompowej i silnikowej jest nieznaczną – rzędu 0,5÷2%.

7.4.2. Sprawność mechaniczno-ciśnieniowa w pracy silnikowej

Z większymi trudnościami mamy do czynienia w przypadku sprawności mechaniczno-ciśnieniowej pomp w pracy silnikowej. Moment teoretyczny na wale pompy i silnika wyraża się co prawda takim samym wzorem:

$$M_t = \frac{q_t \cdot \Delta p_z}{2 \cdot \pi}, \quad (7.7)$$

odmienny jest za to sposób wyznaczania sprawności mechaniczno-ciśnieniowej:

$$\eta_{mhp} = \frac{M_{tp}}{M_{tp} + \sum M_s} \quad \text{dla pompy}, \quad (7.8a)$$

$$\eta_{mhs} = \frac{M_{ts} - \sum M_s}{M_{ts}} \quad \text{dla silnika}, \quad (7.8b)$$

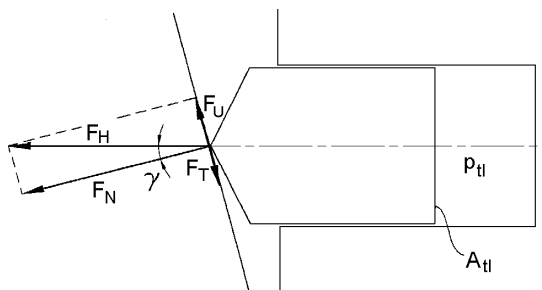
gdzie: ΣM_s – sumaryczny moment strat mechanicznych i ciśnieniowych.

Wynika stąd, że ta sama jednostka przy identycznych wartościach q_t , Δp_z i ΣM_s uzyska w pracy silnikowej niższą sprawność mechaniczno-ciśnieniową niż w pracy pompowej. Różnica między oboma wartościami sprawności będzie tym większa, im większy będzie stosunek momentu strat do momentu teoretycznego. Graniczną wartością jest tu $\Sigma M_s = M_t$, przy której: $\eta_{mhp} = 0,5$, a $\eta_{mhs} = 0$. Praca silnikowa staje się więc niemożliwa, podczas gdy maszyna może wciąż pracować jako pompa [56].

Wartość stosunku M_s/M_t zależy od dwóch parametrów pracy. Pierwszym z nich jest różnica ciśnień Δp_z . Moment teoretyczny M_t zależy od niej liniowo zgodnie ze wzorem 7.7. Tymczasem dla momentu strat zależność ta jest dużo słabsza [5]. Na straty te składa się kilka czynników: całkowicie niezależnych od ciśnienia (tarcie między wałem napędowym a uszczelką, mieszanie oleju w karterze, tarcie lepkie w szczelinach) lub zależnych od niego w małym stopniu (tarcie w łożyskach czy kolektorze czołowym) [34]. Przy malejącej różnicy ciśnień mamy więc do czynienia z szybkim wzrostem stosunku M_s/M_t .

Drugim ważnym czynnikiem wpływającym na przebieg opisywanego zjawiska jest kąt nachylenia tarczy oporowej lub korpusu wychyłnego γ . W miarę gdy kąt ten maleje, rośnie

udział strat wywołanych tarciami pomiędzy tłoczkiem a elementem poruszającym przez ten tłoczek. Ilustrację tego zjawiska przedstawiono na rys. 7.7.



Rys. 7.7. Rozkład sił działających na tłoczek podczas pracy silnikowej

Siła użyteczna F_u , będąca podstawą działania silnika, wyraża się wzorem:

$$F_u = A_{tl} \cdot p_{tl} \cdot \sin \gamma, \quad (7.9)$$

gdzie: A_{tl} – powierzchnia tłoczka,
 p_{tl} – ciśnienie działające na tłoczek.

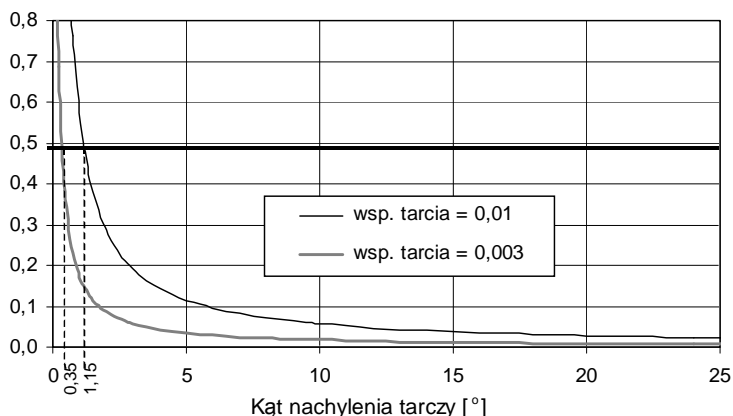
Przeciwnie skierowana siła tarcia ma wartość:

$$F_t = A_{tl} \cdot p_{tl} \cdot \mu \cdot \cos \gamma, \quad (7.10)$$

gdzie: μ – współczynnik tarcia pomiędzy tłoczkiem a elementem napędzanym.

Stosunek F_t do F_u zmienia się więc zgodnie z zależnością:

$$\frac{F_t}{F_u} = \frac{\cos \gamma}{\sin \gamma} \cdot \mu = \frac{\mu}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (7.11)$$



Rys. 7.8. Zmiany zależności F_t/F_u w funkcji kąta nachylenia tarczy γ

W rzeczywistych konstrukcjach wartość współczynnika tarcia μ minimalizuje się, stosując hydrostatyczne podparcie tłoczka. Prawidłowa konstrukcja tego zespołu pozwala

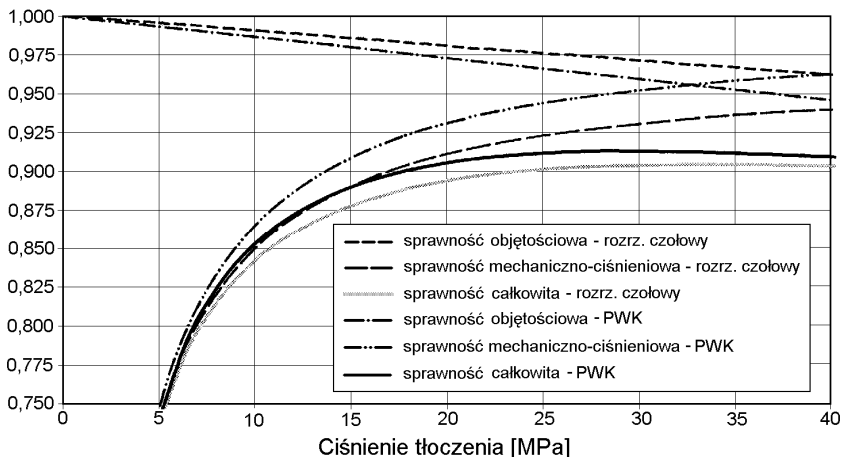
osiągać wartości μ od ok. 0,01 przy małym ciśnieniu p_H do ok. 0,003 przy $p_H > 20$ MPa [43]. Przebieg zależności 7.11 dla podanych wartości μ pokazano na rys. 7.8.

Krytyczną wartość stosunku F_i/F_u osiągamy dla małych ciśnień przy kącie nachylenia tarczy $\gamma = 1,15^\circ$, a dla wysokich ciśnień przy $\gamma = 0,35^\circ$. Poniżej tego kąta praca silnikowa jednostek wielotłoczkowych osiowych jest teoretycznie wykluczona. W rzeczywistości kąt ten musi być większy, trzeba bowiem uwzględnić pozostałe zjawiska wpływające na wartość momentu strat, takie jak tarcie we wszystkich pozostałych węzłach maszyny, straty ciśnienia w jej kanałach, mieszanie oleju w karterze itp.

Charakterystyczne dla jednostek z wychylną tarczą zjawisko obciążenia tłoczka momentem zginającym, wynikające z warunków jego współpracy z tarczą oporową, zmusza do ograniczenia kąta nachylenia tej tarczy do $16 \div 18^\circ$. Dla takiej wartości kąta γ spadek sprawności mechanicznej maszyny w pracy silnikowej wynosi ok. $1 \div 3\%$ (w porównaniu z pracą pompową tej samej jednostki). Jednostki z wychylnym korpusem mogą pracować przy znacznie wyższych wartościach kąta γ , sięgających $25 \div 40^\circ$. Pozwala to znacznie ograniczyć opisane powyżej zjawisko. Spadek sprawności jednostki w pracy silnikowej wynosi $0,5 \div 1,5\%$. Tłumaczy to, dlaczego maszyny z wychylnym korpusem osiągają w pracy silnikowej sprawności o ok. 2% wyższe od maszyn z wychylną tarczą, mimo że obie konstrukcje są w pełni równoważne podczas pracy pompowej.

Jednostki z rozrządem krzywkowym wykazują silne pokrewieństwo z jednostkami z wychylną tarczą. W maszynach tych należy stosować podobne wartości kąta γ . Podobne będą też różnice między wartościami uzyskiwanymi przez sprawność mechaniczno-ciśnieniową w pracy pompowej i silnikowej.

7.4.3. Sprawność całkowita w pracy silnikowej



Rys. 7.9. Symulacja przebiegu zmian sprawności w funkcji ciśnienia dla różnych typów silników

Uwzględniając powyższe zależności, można wyznaczyć symulowane przebiegi sprawności całkowitej silnika w funkcji parametrów jego pracy w ten sam sposób, jak dla pompy (punkt 7.2.5). Przyjmując takie same wartości poszczególnych składowych strat energetycznych i pozostałe założenia wstępne dla jednostek z rozrządem czołowym

i krzywkowym, w pracy silnikowej uzyskano symulacje przebiegów zmian sprawności w funkcji ciśnienia i prędkości obrotowej pokazane na rys. 7.9.

Sprawność całkowita dla obu analizowanych maszyn maleje w porównaniu z pracą pompową, przy czym spadek ten jest wyraźniejszy dla maszyny z rozrządem czołowym. W przypadku przebiegów pokazanych na rys. 7.9 przewaga jednostki typu PWK widoczna jest w całym obszarze zmian ciśnienia. Dla przebiegów wyznaczanych w funkcji prędkości obrotowej silnik z rozrządem czołowym zachowuje nadal przewagę w obszarze małych prędkości, ale powyżej 1500 obr./min ustępuje on wyraźnie silnikowi PWK. Zmiany sprawności objętościowej przy zamianie pracy pompowej na silnikową są niewielkie (przy założonych stałych sumarycznych stratach objętościowych ΣQ_s w obu maszynach). We wszystkich przypadkach wyraźnie widoczny jest za to spadek sprawności mechaniczno-ciśnieniowej.

7.4.4. Sprawność jednostek o zmiennej chłonności w pracy silnikowej

Powyższe rozważania dotyczyły jednostek o stałej chłonności, bądź jednostek nastawionych na maksymalną chłonność. Jeszcze większej różnicy można natomiast oczekiwać w przypadku pracy silnikowej z chłonnością zredukowaną. Dla obu typów maszyn z rozrządem czołowym odbywa się to na drodze redukcji kąta γ , a więc opisane powyżej niekorzystne zjawiska pogłębiają się. Dwukrotne zmniejszenie chłonności oznacza prawie dwukrotny spadek kąta γ , co dla obu typów maszyn powoduje dalszy spadek sprawności o ok. 1÷3%. Spadek taki nie zachodzi natomiast w jednostce PWK, dla której kąt γ jest stały. Uwzględniając dodatkowo opisane w rozdziale 5.2 zjawisko sprężania cieczy w przestrzeni martwej i jego negatywny wpływ na sprawność objętościową, można stwierdzić, że jednostki z rozrządem krzywkowym podczas pracy silnikowej ze zredukowaną chłonnością powinny uzyskiwać wyraźnie wyższą sprawność całkowitą.

Pełna weryfikacja zaprezentowanych w niniejszym rozdziale analiz wymaga oczywiście przeprowadzenia szeroko zakrojonych laboratoryjnych pomiarów sprawności poszczególnych typów silników w zmiennych warunkach pracy i dla różnych nastaw chłonności. Ze względu na poważne koszty i długotrwałość takich badań (oraz aktualny brak jednostek typu PWK o zmiennej chłonności), ograniczono ją do badań pracy silnikowej istniejących jednostek PWK o stałej chłonności. Uzyskane wyniki zaprezentowano w rozdziale 8 pracy.

7.5. Pozostałe własności eksploatacyjne

Różnice w konstrukcji mechanizmu rozrządu mogą też wpływać na inne własności eksploatacyjne pomp i silników, niewzięte dotychczas pod uwagę. Pierwszą z nich jest możliwość przekazywania napędu na inne maszyny z wału napędowego omawianej jednostki. Spośród analizowanych konstrukcji możliwość taka istnieje w pełni dla maszyn z wychylną tarczą (o stałej, jak też i zmiennej wydajności). Jest to wykorzystywane do napędu pomp pomocniczych, a nawet do budowy wielostrumieniowych jednostek napędowych. Własności takiej pozbawione są za to wszystkie jednostki z wychylnym korpusem. Kształt wału napędowego tych maszyn wyklucza bowiem możliwość przekazywania napędu na szeregowo przyłączone do nich inne maszyny.

Jednostki z rozrządem krzywkowym są pod tym względem podobne do jednostek z wychylną tarczą. Pewne trudności w przekazywaniu napędu mogą dotyczyć maszyn o zmiennej wydajności, co wiąże się z konstrukcją i usytuowaniem mechanizmu sterowania wydajnością. Istnieją jednak możliwości rozwiązania tego problemu.

Drugą cechą istotną dla użytkownika pomp hydraulicznych jest ich zdolność do napełniania komór cylindrowych cieczą w warunkach niskiego ciśnienia panującego w kanale ssawnym, czyli tzw. samossawność pompy. Możliwość zasysania cieczy pod ciśnieniem atmosferycznym lub niższym od atmosferycznego jest dla projektanta układu dużą zaletą, pozwala bowiem wyeliminować z układu pompę wstępnego zasilania. Jak wynika z rozważań zamieszczonych w rozdziale 4 straty ciśnieniowe generowane przez rozrząd krzywkowy są wyraźnie niższe niż w przypadku rozrządu czołowego. Oznacza to, że pompy typu PWK powinny się charakteryzować szerszym zakresem samossawności od pomp z wychylną tarczą i wychylnym korpusem.

Ważną cechą pompy lub silnika hydraulicznego są też wymagania dotyczące cieczy roboczej. Należy tu wyróżnić zarówno rodzaj cieczy, dopuszczalny zakres jej lepkości, jak również wymagania odnoszące się do czystości tej cieczy. Zmiana konstrukcji mechanizmu rozrządu nie pociąga za sobą istotnych różnic w wymaganiach stawianych cieczy. Istniejące obecnie prototypy maszyn typu PWK mogą pracować wyłącznie na oleju hydraulicznym, nie widać jednak powodów uniemożliwiających w przyszłości zbudowanie pomp i silników tego typu, przystosowanych do tych samych rodzajów cieczy, co budowane obecnie jednostki z rozrządem czołowym (np. emulsja wodno-olejowa).

Maszyny z wychylną tarczą i z rozrządem krzywkowym stawiają też zbliżone wymagania co do lepkości i czystości cieczy. W obu przypadkach najwrażliwszym elementem są zespoły tłoczek-stopka hydrostatyczna, a ich konstrukcja jest praktycznie identyczna dla obu wersji rozrządu. Dławik śrubowy zastosowany na dolocie do podpory hydrostatycznej w prototypach maszyn z rozrządem krzywkowym charakteryzuje się większym polem przekroju rowka niż dławiki kapilarne spotykane we wszystkich pozostałych maszynach. Zapewnia to jednostce typu PWK większą odporność na zanieczyszczenia. Konstrukcja zespołu tłoczek-stopka wyposażona w taki dławik może być jednak stosowana we wszystkich jednostkach z wychylną tarczą, a w takim przypadku przewaga ta zostanie zniwelowana. Jedyna różnica może wynikać z omawianych powyżej odmiennych przebiegów sprawności mechaniczno-ciśnieniowej i objętościowej. Ze względu na wyższy udział przecieków i niższy udział strat mechanicznych w bilansie strat, pompa PWK osiąga wyższą sprawność całkowitą, tłocząc ciecz o wyższej lepkości.

Rozdział 8

REZULTATY BADAŃ LABORATORYJNYCH

Jak wspomniano we wstępie, pompy i silniki typu PWK są od lat obiektem badań laboratoryjnych prowadzonych w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej. W fazie początkowej badaniom poddano jednostki o konstrukcji przedstawionej na rys. 1.2. Wyniki tych badań potwierdziły przewidywania teoretyczne i posłużyły jako wskazówki podczas opracowania pełnej dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej typoszeregu pomp PWK o stałej wydajności. Pracę tę wykonano we współpracy z Przedsiębiorstwem Hydrauliki Siłowej „HYDROTOR” SA w Tucholi, w ramach projektu celowego współfinansowanego przez Komitet Badań Naukowych [42]. W międzyczasie laboratorium Katedry wyposażono w komplet urządzeń niezbędnych do prowadzenia dokładnych badań w możliwie jak najszerszym zakresie parametrów pracy. Po wykonaniu przez „HYDROTOR” prototypów, przystąpiono do badań. W ich trakcie potwierdzono doświadczalnie pełną przydatność pomp typu PWK do pracy w układach hydraulicznych. W wyniku tego „HYDROTOR” uruchomił produkcję pomp PWK-27 i PWK-78. Pomimo to, badania rozwojowe nad maszynami z rozrządem krzywkowym trwają cały czas – niniejszy rozdział prezentuje rezultaty aktualne w momencie powstawania prezentowanej pracy (II poł. 2005 r.).

8.1. Warunki badań

Wszystkie badania przeprowadzono w laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki PG. Do badań wykorzystywano stanowiska umożliwiające napędzanie pompy w obu kierunkach z prędkością do 2300 obr./min (przy ograniczonym obciążeniu do 3500 obr./min) i obciążanie jej ciśnieniem przekraczającym 50 MPa. Parametry stanowisk ograniczały w niektórych przypadkach zakres ciśnień i prędkości osiągniętych przez badane jednostki (szczególnie w przypadku pomp 78 cm³/obr.), co oznacza, że osiągnięte przez nie rezultaty nie są ostateczne i w przyszłości możliwy jest dalszy ich wzrost.

Podczas badań wykorzystywano aparaturę pomiarową o klasie dokładności 0,2% lub mniejszej. W jej skład weszły: przepływomierze tłokowe PT3 i PT200 (konstrukcja własna Katedry HiP), cyfrowe manometry firm AREX i HBM, tensometryczne momentomierze T1 firmy HBM, fotoelektryczny układ pomiaru prędkości obrotowej i platynowe czujniki temperatury oleju. Jako ciecz roboczą wykorzystywano mineralny olej hydrauliczny Total Azolla ZS 46. W układzie stosowano filtry o nominalnej dokładności filtrowania 10µm. Temperaturę oleju na dolocie do badanych maszyn zmieniano w przedziale 20÷50°C. Odpowiadała temu lepkość kinematyczna zmieniająca się w przedziale 130÷30 mm²/s.

8.2. Pompy o stałej wydajności

W pierwszej kolejności główne wysiłki skupiono na pompach o stałej wydajności, mając na celu jak najszybsze uruchomienie produkcji seryjnej tych jednostek. Dlatego też wersja ta jest obecnie najwszechstronniej przebadana. Osiągnięte przez nie rezultaty pozwoliły na wdrożenie dwóch wielkości tych pomp (27 i 78 cm³/obr.) do produkcji.

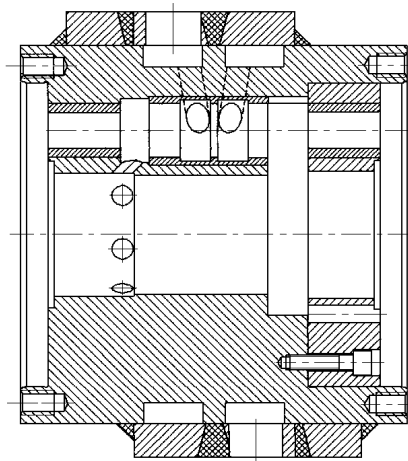
Jednym z podstawowych celów początkowej fazy prac badawczych nad nowym typem pomp było określenie granicznych parametrów, przy jakich nowa konstrukcja może prawidłowo pracować. Istotnym celem badań było też porównanie nowej pompy z pompami produkowanymi obecnie przez czołowych producentów na świecie, dzięki czemu możliwe jest wstępne określenie obszaru jej optymalnych zastosowań, jak również kierunku planowanych w przyszłości prac rozwojowych.

8.2.1. Wpływ geometrii elementów roboczych na własności pompy

Badania prototypów pomp typu PWK, wykonywanych na podstawie stopniowo modyfikowanej dokumentacji, pozwoliły stwierdzić, że jednym z kluczowych czynników decydujących o ich własnościach jest wysokość i kształt szczelin między elementami roboczymi (tłoczki, tuleje rozrządu, tuleje prowadzące, mostek rozrządowy). Należało więc określić doświadczalnie optymalne wielkości luzów występujących między tymi elementami. Zagadnienie to wiązało się ściśle z rozpoznaniem zjawisk zachodzących w trakcie pracy (np. odkształceń poszczególnych części pracującej maszyny), jak też z opracowaniem technologii wykonywania tych części. Skomplikowana budowa jednostek typu PWK i złożone ruchy wykonywane przez jej elementy spowodowały, że pełne wyjaśnienie powyższych zagadnień wymagało wieloletnich prac, podczas których badaniom poddano w sumie kilkanaście prototypów pomp różniących się zarówno wielkością, jak i szczegółami konstrukcji. Wyniki tych prac przedstawiono dalej w skrócie.

8.2.1.1. Zespół bloku cylindrowego

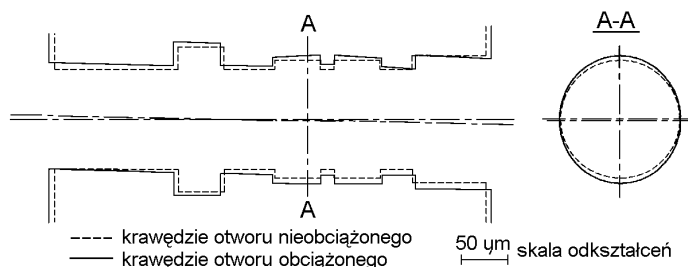
Pod pojęciem zespołu bloku cylindrowego należy rozumieć zarówno sam blok cylindrowy, oznaczony na rys. 1.2 numerem 5, jak też pokrywę bloku 8 i środkową część korpusu 9, zawierającą w sobie główne kanały nisko- i wysokociśnieniowy wraz z gniazdami przyłączeniowymi. W toku opisanych powyżej prac badawczych konstrukcja tego zespołu uległa znacznym zmianom i obecny jej kształt zilustrowano na rys. 8.1.



Rys. 8.1. Zmodyfikowana konstrukcja zespołu bębna cylindrowego

Jak widać, blok cylindrowy połączono ze środkową częścią korpusu, a pokrywę bloku wciśnięto w wykonane w bloku gniazdo. Zmieniono przy tym sposób wykonania głównych kanałów i gniazd przyłączeniowych, eliminując pierścienie uszczelniające między blokiem a środkową częścią korpusu pompy. Zasadniczą przyczyną wszystkich tych zmian było zwiększenie sztywności bloku. Suma obciążeń działających nań podczas pracy powoduje deformację otworów, w których poruszają się tłoczki i tuleje rozrządu. Niedostateczna sztywność bloku o konstrukcji pokazanej na rys. 8.2 była przyczyną szeregu niekorzystnych zjawisk, jak: zakleszczanie się tłoczków i tulei rozrządu, czy wzrost przecieków wewnętrznych na mostku rozrządczym.

Ze względu na skomplikowany kształt poprawionej wersji bloku cylindrowego oraz złożony układ działających nań obciążeń analizę odkształceń przeprowadzono metodą elementów skończonych [58]. Opierając się na dostępnej literaturze [21, 23, 36, 62, 64, 65] oraz wynikach pomiarów, wyznaczono obciążenia (mechaniczne i termiczne) działające na blok. To z kolei pozwoliło na wyznaczenie pola naprężeń występującego w bloku i wywołanych nim odkształceń.



Rys. 8.2. Odkształcenia otworu w bloku cylindrowym pompy obciążonej ciśnieniem 45 MPa [58]

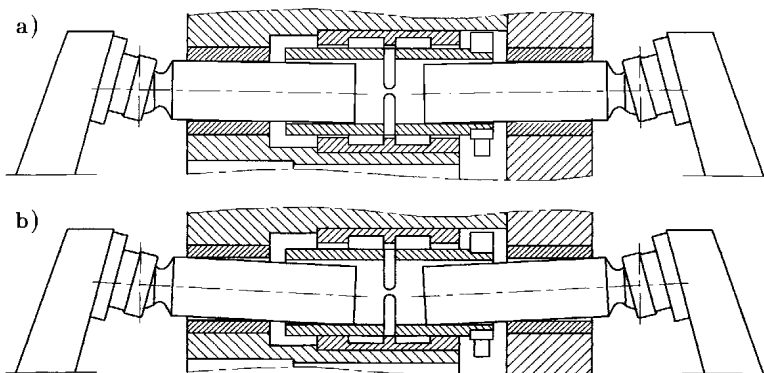
Odształcenia pojedynczego otworu w bloku cylindrowym, wywołane nakładającymi się obciążeniami mechanicznym i termicznym, pokazano na rys. 8.2. Jak widać, mamy do czynienia zarówno ze wzrostem średnicy i „wyginaniem się” otworu, jak też z jego owalizacją w płaszczyźnie prostopadłej do osi. Dla założonego ciśnienia tłoczenia – 45 MPa (i ustalonego w czasie pola temperatur) bezwzględna wartość obu tych odkształceń nie przekracza kilku mikrometrów. Ma to duży wpływ na wysokość szczeliny między blokiem a tuleją rozrządu wymaganą dla prawidłowej pracy.

Analiza odkształceń bloku cylindrowego, zaprezentowana w pracy [58], jest początkiem prac mających doprowadzić do minimalizacji odkształceń bębna cylindrowego w obszarach jego współpracy z tulejkami rozrządu i tłoczkami i w efekcie zacieśnienia pasowań pomiędzy tymi elementami. Zmniejszenie wysokości szczelin powinno znacznie ograniczyć przecieki (szczególnie przecieki wewnętrzne na mostku rozrządczym) i podnieść sprawność objętościową maszyn typu PWK (por. rozdział 7.2.1).

8.2.1.2. Zespoły tłoczek-stopka

Istotne znaczenie dla uzyskiwanych przez pompę parametrów mają też odkształcenia zespołów tłoczek-stopka hydrostatyczna. Ze względów konstrukcyjnych pasowanie tłoczków w otworach prowadzących bloku cylindrowego powinno być ciasne. W przeciwnym razie tłoczki pod działaniem siły promieniowej generowanej przez nachyloną tarczę oporową ustawią się skośnie w otworach, a wysunięta ich krawędź wejdzie w styk z wewnętrzną powierzchnią tulejek rozrządu (patrz rys. 8.3b). W efekcie tulejki zostaną doci-

śnięte do ścianek otworu co spowoduje znaczny wzrost siły tarcia między tulejką a blokiem cylindrowym i równoczesny wzrost przecieków w szczelinie między nimi. Warunkiem prawidłowej długotrwałej pracy rozrządu krzywkowego jest natomiast minimalizacja sił działających na tulejki, kamienie i krzywkę. W tym celu niezbędne jest zapewnienie tulejce możliwości swobodnego „pływania” bez kontaktu z krawędziami tłoczków (rys. 8.3a), co wymaga precyzyjnego prowadzenia tłoczków w osi otworu.



Rys. 8.3. Wzajemne położenie tłoczków i tulejek rozrządu w pracującej pompie: a) prawidłowe, b) wadliwe wywołane brakiem osiowego prowadzenia tłoczków

Zapewnienie wymaganej osiowości tłoczków utrudnia fakt, że pod wpływem ciśnienia panującego w komorze cylindrowej zmieniają one swą średnicę zewnętrzną. Przeprowadzone badania pozwoliły znaleźć zależność pomiędzy ciśnieniem a zmianami wysokości szczeliny w otworach prowadzących. Znajomość tej zależności umożliwia prawidłowy dobór pasowania w tym węźle dla założonego przez konstruktora ciśnienia maksymalnego. Z wartości luzu między tłoczkiem a otworem prowadzącym wynika natomiast wartość kąta, pod jakim mogą ustawiać się tłoczki w tym otworze. Dzięki temu możliwe jest ustalenie wymaganego pasowania tulejki rozrządu w otworze – tak aby mieć do czynienia z sytuacją pokazaną na rys. 8.3a.

8.2.1.3. Wirnik pompy

Wirnik pompy typu PWK, składający się z wału napędowego 1, osadzonych na nim tarcz oporowych 2 i krzywki sterującej 7 (rys. 1.2), poddany jest działaniu ogromnych sił pochodzących od obciążonych ciśnieniem tłoczków. Siły te powodują jednoczesne rozciąganie i zginanie wału. Ze względu na dużą średnicę wału, jego rozciąganie nie pociąga za sobą istotnych skutków (poza nieznacznym wzrostem przestrzeni martwej). Znacznie większym problemem jest natomiast jego wyginanie. Położenie punktu przyłożenia wypadkowej siły osiowej pochodzącej od tłoczków względem osi wału generuje duży moment gnący. Wygięcie wału (oraz odkształcenia tarcz oporowych) powodują zmniejszanie się skoku wykonywanego przez tłoczki wraz ze wzrostem ciśnienia. W efekcie maleje teoretyczna objętość robocza pompy q_p i natężenie przepływu tłoczzonej przez nią cieczy. Dodatkowym efektem wyginania się wału jest pogorszenie warunków pracy łożysk pompy (o ile nie są to łożyska wahlwe) i sprzęgła przekazującego moment od silnika. Zjawiska te zmuszają do projektowania wału o możliwie jak największej sztywności.

8.2.2. Sprawność pomp typu PWK

Znajomość powyższych zjawisk pozwoliła na zaprojektowanie pomp typu PWK, spełniających wymagania stawiane przez rynek. W pierwszej kolejności oznaczało to możliwość prawidłowej ich pracy przy ciśnieniu sięgającym 40 MPa lub wyższym (takie ciśnienie osiągają dziś nowoczesne pompy wielotłoczkowe produkowane przez czołowe firmy na świecie). Zgodnie z założeniami projektu celowego „Uruchomienie produkcji pomp wielotłoczkowych osiowych z rozrządem krzywkowym” pompy te powstały w dwu wielkościach: PWK-27 o wydajności 27 cm³/obrót i PWK-78 o wydajności 78 cm³/obrót [42].

8.2.2.1. Metodyka pomiarów sprawności

Opisane w rozdziale 8.2.1 wstępne badania elementów pomp wskazały na konieczność uściślenia metodyki stosowanej przy doświadczalnym wyznaczaniu sprawności pomp. Stosowana najczęściej metodyka opiera się na założeniu nieściśliwości cieczy roboczej i niezmienności objętości skokowej poszczególnych komór roboczych q_j w całym obszarze zmian ciśnienia (a zatem stałości teoretycznej wydajności roboczej q_{tp} pompy). Niestety, oba te założenia są nieprawdziwe. W przypadku zastosowania w gałęzi tłocznej przepływomierza mierzącego objętościowe natężenie przepływu (a tak jest najczęściej, taki charakter mają też zastosowane w omawianym przypadku przepływomierze tłokowe) wyniki pomiaru Q_r są zniekształcone przez zjawisko ściśliwości cieczy. Ma to szczególne znaczenie przy badaniach pomp wysokociśnieniowych. W obszarze ciśnień od zera do 50÷60 MPa moduł odkształcenia objętościowego K dla olejów mineralnych stosowanych w hydraulice można uznać za stały, a jego wartość dla różnych gatunków oleju wynosi 1400÷2000 MPa. Oznacza to, że przyrost ciśnienia o 40 MPa powoduje spadek objętości cieczy o 2÷3% i taki wynik rejestrowany jest przez przepływomierz. Błąd wynikający z pominięcia tego zjawiska jest zatem znacznie większy od błędów pomiarowych charakteryzujących współczesne przepływomierze (dla przepływomierzy tłokowych błędy te nie przekraczają 0,2÷0,25%) i zniekształca on uzyskane wartości sprawności całkowitej i objętościowej. Aby wyeliminować ten błąd, w prezentowanej pracy przyjęto liniową zależność objętości cieczy od ciśnienia, przy module $K = 1800$ MPa.

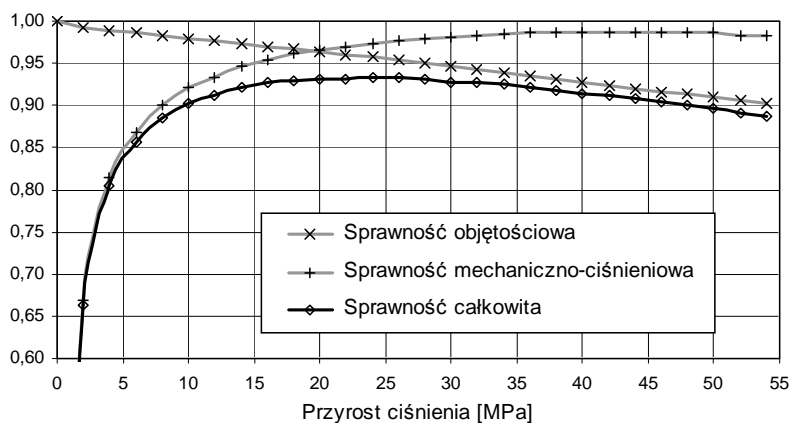
Źródłem dużych błędów może być też założenie stałej objętości skokowej komór pompy. Wzrost ciśnienia tłoczenia powoduje deformację silnie obciążonych elementów pompy (korpus, wał napędowy, tarcze oporowe, tłoczki, bęben cylindrowy itp.), czego efektem są zmiany skoku tłoczka i średnicy otworu w bębnie cylindrowym. Oznacza to, że wartości q_j i q_{tp} w rzeczywistości zależą od ciśnienia panującego w kanałach pompy. Dla pomp typu PWK i większości pozostałych wzrost ciśnienia powoduje spadek geometrycznej objętości roboczej. Zjawisko to nie ma wpływu na wyznaczoną wartość sprawności całkowitej pompy. Ma ono jednak wpływ na zmierzone wartości sprawności mechaniczno-ciśnieniowej i objętościowej. Nieuwzględnianie zmian q_{tp} powoduje, że przy wysokim ciśnieniu tłoczenia do wzorów 7.1 i 7.5 podstawiana jest zawyżona wartość tego parametru. W efekcie sprawność objętościowa pompy zostaje zaniżona, a mechaniczno-ciśnieniowa zawyżona. Szczególnie paradoksalne wyniki można otrzymać podczas badań pompy o wysokiej sprawności mechaniczno-ciśnieniowej i małej sztywności jej elementów (co charakteryzowało pierwszą wersję pompy PWK-78). Przy prawidłowo dokonanych pomiarach ciśnienia i momentu na wale uzyskano wartość sprawności mechaniczno-ciśnieniowej przekraczającą 100%. Pełna korekta tego błędu wymaga ścisłego wyznaczenia zależności $q_{tp} = f(\Delta p)$, co nie jest sprawą łatwą. W toku prezentowanych badań posłużono się więc

zależnością przybliżoną, wyznaczoną na podstawie obserwowanego kąta ugięcia wału napędowego pompy.

8.2.2.2. Sprawność pompy PWK – 27

Badania przeprowadzono dla kilku egzemplarzy pompy PWK-27, wykonanych na bazie tej samej dokumentacji konstrukcyjnej, ale różniących się pasowaniem tłoczków i tulejek rozrządu w otworach. Kolejne próby doprowadziły do zbudowania egzemplarza pompy charakteryzującego się jednocześnie wysoką sprawnością i ciśnieniem pracy przekraczającym 50 MPa. Pomiary sprawności tej pompy przeprowadzono przy prędkości obrotowej 1000, 1500, 2000 i 3000 obr./min.

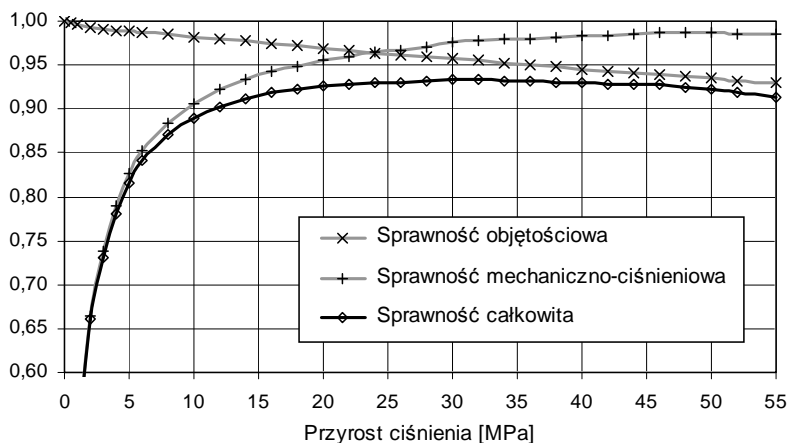
Na rysunku 8.4 pokazano wyniki uzyskane przy prędkości 1000 obr./min i lepkości oleju 60 cSt. Maksymalna wartość ciśnienia w gałęzi tłocznej osiągnęła 54 MPa, w całym obszarze zmian ciśnienia pompa pracowała prawidłowo. Szczególną uwagę zwracają wysokie wartości osiągnięte przez sprawność mechaniczno-ciśnieniową. Już przy 15 MPa przekroczyła ona 95%, sięgając 98÷98,5% przy ciśnieniu 35 MPa. Tak wysoka sprawność mechaniczno-ciśnieniowa nie ma odpowiednika wśród pomp z rozrządem czołowym. Potwierdza to w pełni wyniki analizy teoretycznej zamieszczonej w rozdziale 7. Niewielki spadek tej sprawności przy ciśnieniu przekraczającym 50 MPa najprawdopodobniej powodują narastające odkształcenia silnie obciążonych elementów pompy. Zgodnie z oczekiwaniami, głównym źródłem strat energetycznych były przecieki. Sprawność objętościowa przy ciśnieniu 40 MPa osiągnęła ok. 92,5% co ustępuje nieco wynikom konkurencyjnych pomp. Mimo to przebieg sprawności całkowitej pompy należy uznać za bardzo korzystny. Maksymalna jej wartość sięga 93,5% przy ciśnieniu 20÷25 MPa. W przedziale 10÷48 MPa sprawność ta nie spadała poniżej 90%.



Rys. 8.4. Sprawność pompy PWK-27 w funkcji ciśnienia. Prędkość 1000 obr./min, lepkość oleju 60 cSt

Kolejny rysunek 8.5 przedstawia wyniki uzyskane przy lepkości oleju 60 cSt i prędkości 1500 obr./min. Próbę prowadzono do 55 MPa, uzyskując równie dobre wyniki jak poprzednio. Wzrost sprawności objętościowej (do 94,5% przy 40 MPa) i nieznaczny spadek sprawności mechaniczno-ciśnieniowej są w pełni zgodne z przewidywaniami. Osiągany przez pompę poziom sprawności całkowitej – powyżej 93% – jest praktycznie ten sam, co

w poprzednim przypadku. Zgodnie z teorią zmieniło się natomiast ciśnienie, odpowiadające maksimum sprawności: dla prędkości 1500 obr./min mieści się ono w przedziale 30÷35 MPa. Uwagę zwraca też płaski przebieg sprawności całkowitej, która w przedziale ciśnień 16÷52 MPa przyjmuje wartości 92÷93,5%. Podkreślić należy fakt, że charakterystyki pokazane na rys. 8.5 uzyskano, utrzymując stałe podciśnienie – 0,05 MPa w kanale ssawnym. Świadczy to o możliwości samossawnej pracy pompy PWK-27 (patrz rozdział 8.2.5).

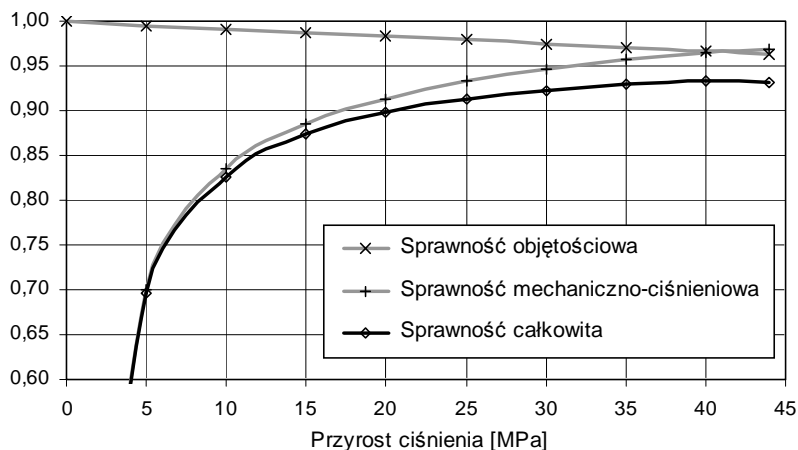


Rys. 8.5. Sprawność pompy PWK-27 w funkcji ciśnienia. Prędkość 1500 obr./min, lepkość oleju 60 cSt

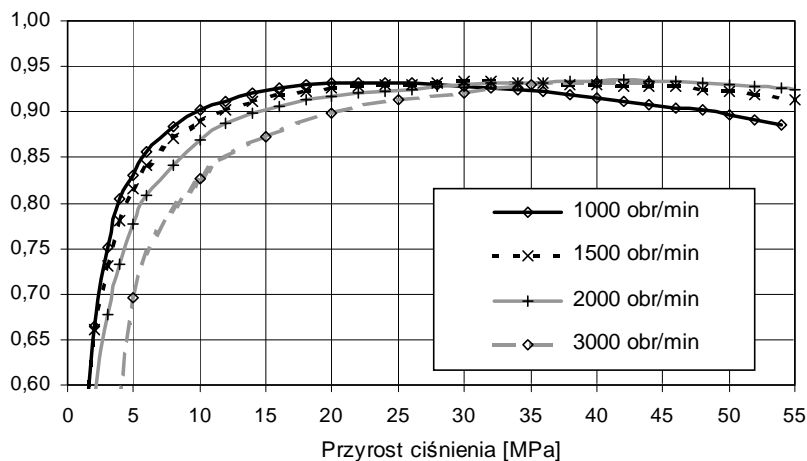
Analogiczne zjawiska zaobserwowano przy prędkości 2000 obr./min. Dalszej poprawie sprawności objętościowej (95,5% przy 40 MPa) towarzyszył stopniowy spadek sprawności mechaniczno-ciśnieniowej. Pomimo to osiąga ona wartości znacznie przekraczające osiągi wszystkich pozostałych pomp (95% przy 23 MPa, 98÷98,5% powyżej 42 MPa). Maksymalna wartość sprawności całkowitej – 93,5% nie uległa zmianie, obszar jej występowania przeniósł się do 38÷46 MPa. W całym przedziale prędkości 1000÷2000 obr./min, pompa pracowała prawidłowo przy ciśnieniu sięgającym 54÷55 MPa, przy czym głównym ograniczeniem dalszego wzrostu była wytrzymałość przewodów elastycznych zastosowanych na stanowisku prób i parametry zaworu przelewowego użytego do ustalania ciśnienia w gałęzi tłocznej. W chwili obecnej pompy wielotłoczkowe osiowe, mogące pracować przy ciśnieniu przekraczającym 45 MPa, stanowią nieliczne wyjątki na rynku światowym. Uzyskane wyniki stawiają pompę PWK w rzędzie unikatowych konstrukcji, spotykanych jedynie w zastosowaniach specjalnych (np. pompy amerykańskiej firmy Denison, wykorzystywane przez armię USA).

Badania pompy przy prędkości 3000 obr./min (rys. 8.6) prowadzono do 44 MPa. Wynikało to z konieczności zastosowania w układzie napędowym dodatkowej przekładni pasowej, co ograniczyło wartość uzyskiwanego momentu. Kształty charakterystyk sugerują jednak, że pompa pracowałaby prawidłowo również przy wyższym ciśnieniu. Zgodnie z oczekiwaniami, nastąpiła dalsza poprawa sprawności objętościowej – przy ciśnieniu 40 MPa i prędkości 3000 obr./min wynosiła ona 96,5%. Stwierdzono za to dość wyraźny spadek sprawności mechaniczno-ciśnieniowej, spowodowany wzrostem strat ciśnieniowych w kanałach pompy (przy prędkości 3000 obr./min natężenie przepływu przekraczało 80 dm³/min, a lepkość oleju wynosiła 65 cSt). Pomimo to sprawność ta w obszarze wyso-

kich ciśnień sięgała 96,5÷97%, na poziomie najlepszych pomp z rozrządem czołowym. Maksimum sprawności całkowitej wystąpiło powyżej 40 MPa, a jego wartość sięgała 93%. Rysunek 8.7 przedstawia wpływ prędkości obrotowej na przebiegi sprawności całkowitej.



Rys. 8.6. Sprawność pompy PWK-27 w funkcji ciśnienia. Prędkość 3000 obr./min, lepkość oleju 65 cSt



Rys. 8.7. Wpływ prędkości obrotowej na kształt przebiegów sprawności całkowitej pompy PWK-27

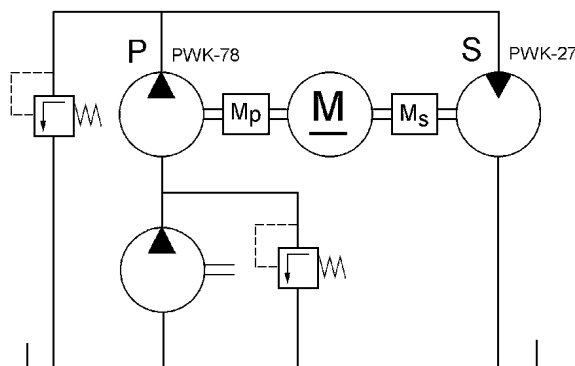
Uzyskane rezultaty wykazują dużą zgodność z teoretycznymi przewidywaniami zamieszczonymi w rozdziale 7. Przede wszystkim potwierdziła się możliwość znacznego ograniczenia strat mechanicznych i ciśnieniowych oraz dominujący udział przecieków w ogólnych stratach energetycznych. Pompa potwierdziła też możliwość pracy w obszarze ciśnień niedostępnym dla większości jednostek z rozrządem czołowym. W toku dodatkowych badań stwierdzono, że likwidacja przyjętego w pompie PWK-27 luzu promieniowego między tłoczkami a otworami prowadzącymi następuje przy ciśnieniu 59÷60 MPa. Próba ta potwierdziła też wysoką wytrzymałość elementów konstrukcyjnych pompy. Jest możliwe,

że zwiększenie luzów o kilka mikrometrów umożliwiłoby poprawną pracę pompy przy jeszcze wyższym ciśnieniu. W chwili obecnej nie ma jednak zapotrzebowania na jednostki o takich parametrach, a prowadzenie badań w tym obszarze ciśnień wiąże się z wieloma trudnościami. Badania prowadzone przy niskich prędkościach obrotowych wykazały, zgodnie z oczekiwaniami, spadek sprawności objętościowej pompy (co wynika z rosnącego udziału przecieków w malejącej wydajności). Przy obrotach niższych od 1000 obr./min jej spadek był na tyle duży, że eksploatacja badanej pompy w tym zakresie staje się niecelowa.

Porównując wyniki symulacji uzyskane przy założonej prędkości 1500 obr./min (rys. 7.4) z rzeczywistymi wynikami badań (rys. 8.5), widzimy, że w rzeczywistości pompa osiągnęła rezultaty lepsze od zakładanych. Dotyczy to zarówno przebiegu sprawności całkowitej, obu sprawności cząstkowych, jak też maksymalnego ciśnienia pracy.

8.2.2.3. Sprawność pompy PWK-78

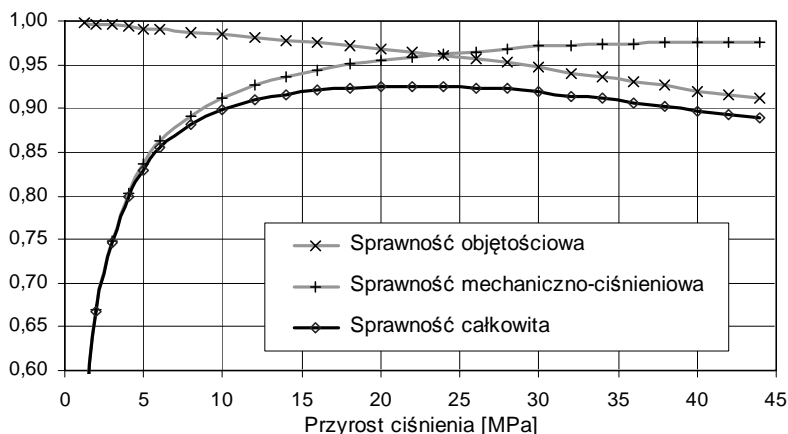
Analogiczne pomiary sprawności przeprowadzono też dla pomp PWK-78 o wydajności 78 cm³/obrót. Ze względu na prawie trzykrotnie większą wydajność tej pompy, konieczna była zmiana układu napędowego na stanowisku. Moment rozwijany przez silnik elektryczny prądu stałego uniemożliwia bowiem obciążanie pompy PWK-78 ciśnieniem przekraczającym 28 MPa, co należy uznać za wartość niewystarczającą. Zwiększenie ciśnienia uzyskano, stosując układ z mocą krążącą, w którym rolę silnika spełniała badana poprzednio pompa PWK-27 (rys. 8.8). Współczynnik zaangażowania energii Ω dla powyższego układu wyniósł ok. 0,67, co pozwoliło podnieść granicę ciśnienia do 44÷45 MPa. Jednocześnie przebadano jednostkę PWK-27 w pracy silnikowej (rozdział 8.2.4). Dalszy wzrost ciśnienia wymagałby zmniejszenia współczynnika Ω do ok. 0,5÷0,4, co byłoby możliwe po zastosowaniu w układzie silnika hydraulicznego S o chłonności rzędu 50÷60 cm³/obrót i dopuszczalnym ciśnieniu w kanale zasilającym powyżej 45 MPa. Silniki o takich parametrach nie są jednak obecnie dostępne na rynku. Jedyna szansa przeprowadzenia badań pompy PWK-78 w pełnym zakresie ciśnień wiąże się więc z planowaną budową przystosowanych do pracy silnikowej jednostek typu PWK o wymaganej chłonności.



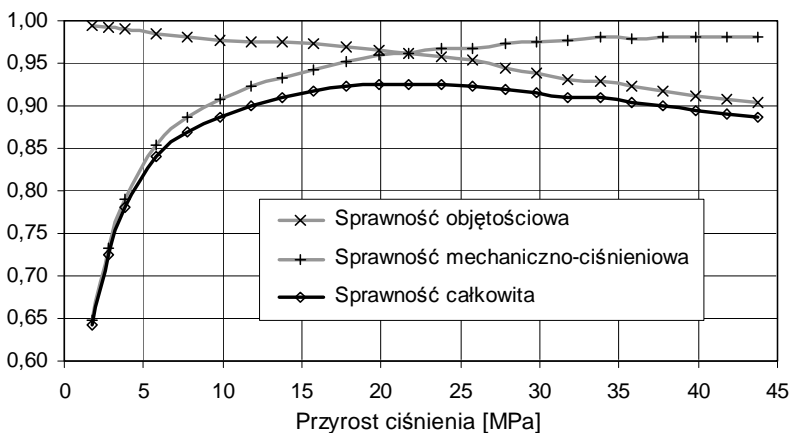
Rys. 8.8. Uproszczony schemat układu z mocą krążącą zastosowanego do badań pompy PWK-78

Drugim problemem występującym podczas badań pomp PWK-78 było ograniczenie prędkości silnika elektrycznego M do 2000 obr./min. Użycie przekładni przyspieszającej,

tak jak dla pompy PWK-27, było niemożliwe ze względu na dalece niewystarczającą moc dostępnej przekładni. Wykonanie badań z wyższą prędkością wymaga przebudowy układu napędowego na stanowisku prób. Plany takiej przebudowy zostały opracowane [30], wiąże się jednak ona z dużymi nakładami finansowymi. W wyniku powyższych ograniczeń pompę PWK-78 przebadano przy prędkości 1000, 1500 i 2000 obr./min, przy maksymalnym ciśnieniu 44 MPa i lepkości oleju 75 cSt. Uzyskane rezultaty przedstawiono na rys. 8.9 i 8.10.



Rys. 8.9. Sprawność pompy PWK-78 w funkcji ciśnienia. Prędkość 1500 obr./min, lepkość oleju 75 cSt



Rys. 8.10. Sprawność pompy PWK-78 w funkcji ciśnienia. Prędkość 2000 obr./min, lepkość oleju 75 cSt

Sprawność objętościowa pomp rośnie zazwyczaj wraz z ich wielkością. Porównując uzyskane wyniki z wynikami pompy PWK-27, widzimy natomiast, że sprawność objętościowa i mechaniczno-ciśnieniowa prototypów PWK-78 jest nieco niższa. Przyczyną tego zjawiska jest większa wysokość szczelin pomiędzy współpracującymi elementami pompy PWK-78 (tłoczki, tuleje rozrządu, blok cylindrowy), spowodowana większymi odkształce-

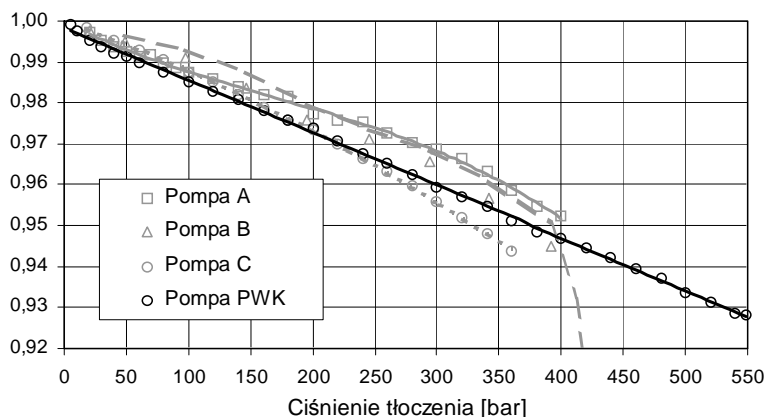
niami jej korpusu. W toku dalszego rozwoju konstrukcji można oczekiwać poprawy jej parametrów, co najmniej do poziomu uzyskiwanego przez pompę PWK-27.

8.2.3. Porównanie uzyskanych wyników z innymi konstrukcjami pomp

Celem porównania pomp PWK z innymi pompami wielotłoczkowymi przebadano szereg pomp o typowej konstrukcji i wielkości zbliżonej do pompy PWK-27 wyprodukowanych przez czołowe firmy światowe. Badania przeprowadzono na tym samym stanowisku, co badania pomp PWK, z użyciem tej samej aparatury pomiarowej, ich wyniki mogą być traktowane jako w pełni porównywalne. Badaniom poddano następujące pompy:

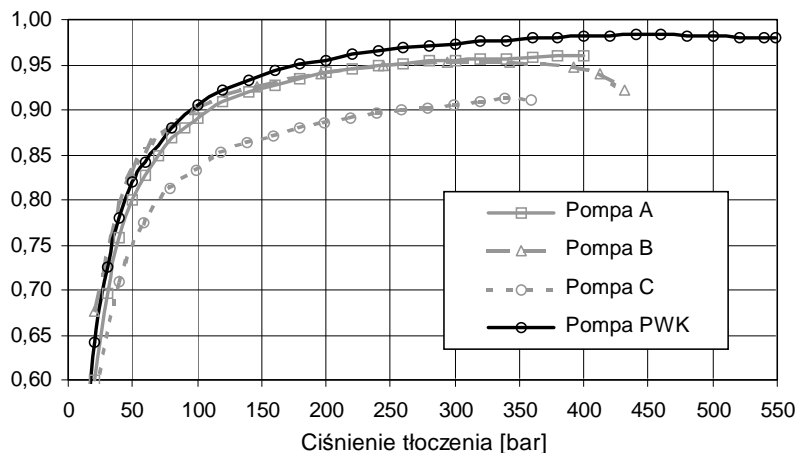
- pompę z wychylnym korpusem A7V0 28 (28 cm³/obrót), wyprodukowaną przez firmę Manesmann-Rexroth, oznaczoną dalej jako pompa A,
- pompę z wychylną tarczą 090L30 (30 cm³/obrót) firmy Sauer-Danfoss – pompa B,
- pompę z wychylną tarczą PV-23 (23 cm³/obrót) firmy Parker-Hannifin – pompa C.

Porównanie przebiegów sprawności objętościowej (rys. 8.11) potwierdza odmienną zależność pomiędzy ciśnieniem a przeciekami w porównywanych pompach. W obszarze niskich ciśnień pompy A i B górują nad pompą PWK. Wynika to przede wszystkim z mniejszej liczby tłoczków (i dodatkowo z braku hydrostatycznych podpór tłoczków w pompie A z wychylnym korpusem). W miarę wzrostu ciśnienia, daje się zauważyć wzrost wysokości szczeliny w mechanizmie rozrządu czołowego pomp A, B i C. Świadczy o tym zakrzywienie charakterystyk $\eta_v = f(p)$. Tymczasem wysokość szczeliny między elementami rozrządu pompy PWK zależy głównie od wymiarów współpracujących elementów, czemu zawdzięcza ona dokładnie prostoliniowy kształt charakterystyki i możliwość pracy przy ciśnieniu przekraczającym 50 MPa.



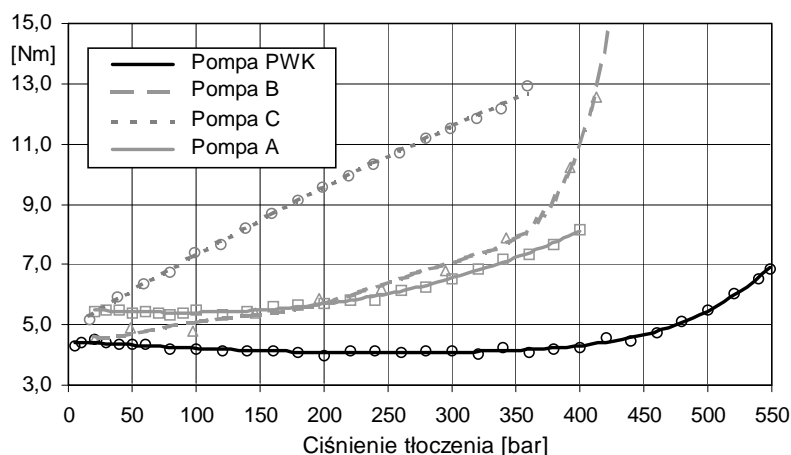
Rys. 8.11. Sprawność objętościowa osiągnięta przez pompy PWK i pompy z rozrządem czołowym. Prędkość 1500 obr./min, lepkość oleju 55 cSt

Kolejny rysunek 8.12 przedstawia przebiegi sprawności mechaniczno-ciśnieniowej osiągniętej przez te same pompy w tych samych warunkach. Zdecydowanie najlepsze rezultaty, i to w całym obszarze zmian ciśnienia, osiągała pompa PWK. Potwierdza to opisane powyżej zalety rozrządu krzywkowego w porównaniu z rozrządem czołowym (mniejszy moment tarcia i spadek ciśnienia w tym mechanizmie). Pompy A i B osiągnęły praktycznie te same rezultaty, natomiast zdecydowanie najgorszą jednostką okazała się pompa C.



Rys. 8.12. Sprawność mechaniczno-ciśnieniowa osiągana przez pompy PWK i pompy z rozrządem czołowym. Prędkość 1500 obr./min, lepkość oleju 55 cSt

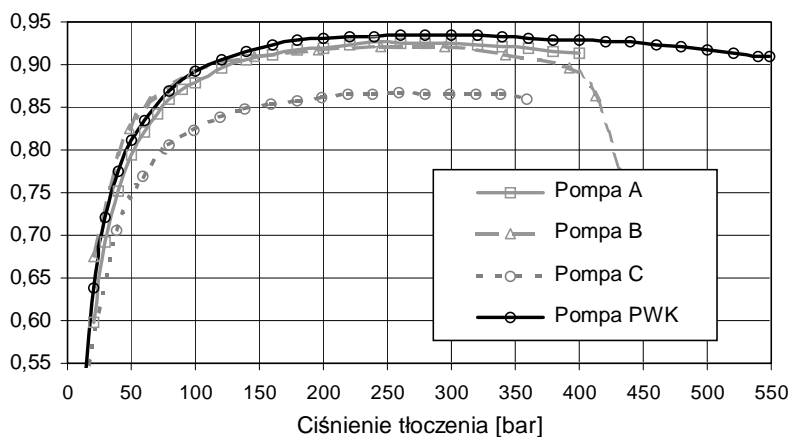
Znając przebiegi zmian sprawności mechaniczno-ciśnieniowej, można na podstawie jej definicji wyznaczyć przebiegi zmian sumarycznego momentu strat dla poszczególnych pomp. Pokazano je na rys. 8.13. Jak wspomniano wyżej, niezbędne w pompach z rozrządem czołowym hydrostatyczne niezrównoważenie tego mechanizmu musi prowadzić do wzrostu momentu tarcia w funkcji ciśnienia pracy. Stopień tego niezrównoważenia, a więc kąt nachylenia wykresu $\Delta M = f(p)$, zależy jednak od konstruktora pompy i powinien się on mieścić w pewnym optymalnym przedziale. Dla pomp A i B kąt nachylenia wykresu $\Delta M = f(p)$ jest zbliżony do postulowanego optimum. Tymczasem pompa C charakteryzuje się znacznie gwałtowniejszym przyrostem momentu strat w funkcji ciśnienia, co oznacza zbyt duży stopień niezrównoważenia jej rozrządu. W efekcie jej sprawność w całym obszarze ciśnień jest zaniżona o ok. 5%.



Rys. 8.13. Zmiany wartości sumarycznego momentu strat dla poszczególnych pomp

Całkowite hydrostatyczne odciążenie kolektora w pompach z rozrządem czołowym jest niemożliwe, gdyż groziłoby to wzrostem wysokości szczeliny oddzielającej kolektor od czoła bębna cylindrowego. W wyniku tego przecieki rosłyby proporcjonalnie do trzeciej potęgi wysokości szczeliny, a sprawność objętościowa spadałaby gwałtownie. Dlatego też konieczne jest pozostawienie, częściowo tylko zrównoważonej, siły dociskającej te dwa elementy do siebie. Siła ta rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia zwiększając moment tarcia między bębniem a kolektorem, co widać wyraźnie we wszystkich trzech przypadkach A, B i C. Ważna jest też optymalizacja wielkości tej siły, tak aby ograniczyć maksymalnie przecieki, nie pogarszając jednocześnie zbyt charakterystyki mechaniczno-ciśnieniowej. Jak można wywnioskować z zamieszczonych rezultatów, warunek ten został spełniony w pompach A i B, podczas gdy pompa C charakteryzuje się nadmiernie szybkim przyrostem siły dociskającej kolektor do bębna. Inną przyczyną nadmiernego wzrostu strat mechanicznych w tej pompie może być nieprawidłowe zwymiarowanie hydrostatycznych podpór tłoczków w stopkach ślizgających się po tarczy oporowej i wywołany tym wzrost współczynnika tarcia pomiędzy nimi.

Całkowicie odmienny obraz widać w przypadku pompy PWK. Odciążenie jej rozrządu od sił hydrostatycznych powoduje praktycznie stałą wartość momentu strat w przedziale ciśnień 0÷40 MPa, wynoszącą w przybliżeniu 4 Nm. Wartość ta jest mniejsza od momentu strat, występującego we wszystkich pozostałych jednostkach pracujących bez obciążenia. Wzrost momentu strat w pompie PWK można zaobserwować dopiero po przekroczeniu 40 MPa. Przyczyną tego wzrostu są rosnące odkształcenia silnie obciążonych elementów pompy. Straty te są jednak w całym przedziale zmian ciśnienia zdecydowanie mniejsze od strat charakteryzujących pompy z rozrządem czołowym.



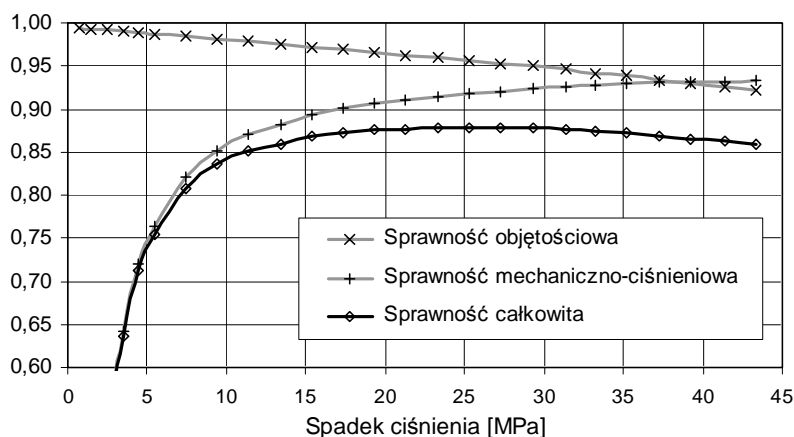
Rys. 8.14. Sprawność całkowita osiągnięta przez pompy PWK i pompy z rozrządem czołowym. Prędkość 1500 obr./min, lepkość oleju 55 cSt

Ostatecznym efektem opisanych powyżej zjawisk są pokazane na rys. 8.14 przebiegi sprawności całkowitej. W obszarze niskich ciśnień do 20 MPa pompy A, B i PWK można uznać za równorzędne. Powyżej tej granicy coraz wyraźniejsza staje się przewaga pompy PWK, co zawdzięcza ona hydrostatycznie odciążonemu rozrządowi. Pozwala jej on na pracę przy ciśnieniu sięgającym 55 MPa. Pozostałe pompy badano do ciśnienia określanego przez ich producentów jako maksymalne. Jedynie dla pompy A kształt charakterystyki

sugeruje możliwość kontynuowania badań powyżej 40 MPa. Podsumowując powyższe rezultaty, należy jeszcze raz podkreślić zasadnicze różnice w technologii użytej do wykonania prototypowych pomp PWK i pomp produkowanych przez światowe koncerny, dysponujące wyspecjalizowanym parkiem maszynowym i znacznie większym potencjałem finansowym. Jeżeli dodać do tego fakt, że zarówno pompy z wychylną tarczą, jak i z wychylnym korpusem, były doskonalone od dziesięcioleci, a pompa PWK znajduje się wciąż we wstępnej fazie rozwoju, wyniki uzyskane przez nią należy uznać za co najmniej obiecujące.

8.2.4. Sprawność pomp PWK w pracy silnikowej

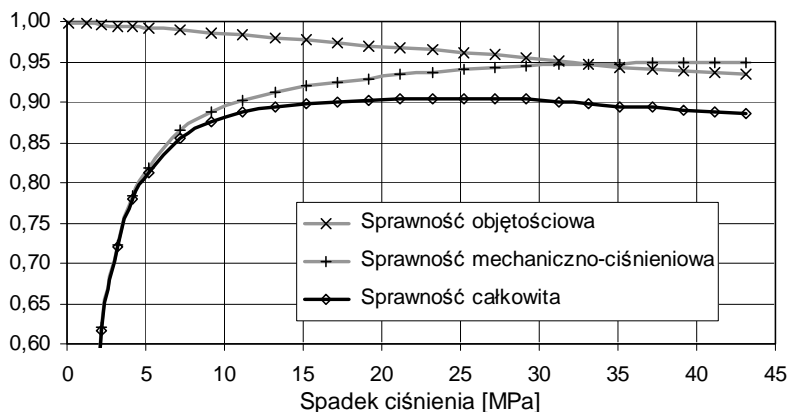
W ramach badań pomp PWK sprawdzano też jak maszyny tego typu zachowują się w pracy silnikowej. Przykładowe wyniki uzyskane przez jednostkę PWK-27 przy prędkości 1500 obr./min pokazano na rys. 8.15 i 8.16. Prezentowane wyniki uzyskano podczas badań pompy PWK-78 w układzie mocy krążącej, w którym jednostka PWK-27 pełniła rolę silnika (patrz rys. 8.8). Z tego względu badania te ograniczone były do tego samego zakresu ciśnień – do 44 MPa i prędkości – do 2000 obr./min. Kąt nachylenia tarcz oporowych w pompie PWK-27 wynosi 14° , co w istotnym stopniu ogranicza możliwe do osiągnięcia wartości sprawności mechanicznej (pkt. 7.4.2). W efekcie sprawność mechaniczno-ciśnieniowa w pracy silnikowej osiągnęła zaledwie 93,5%, podczas gdy w pracy pompowej ta sama maszyna osiągała 98% (rys. 8.5). Sprawność całkowita osiągnęła 87,5%.



Rys. 8.15. Sprawność pompy PWK-27 w pracy silnikowej. Kąt wychylenia tarcz – 14° .
Prędkość obrotowa 1500 obr./min, lepkość oleju 65 cSt

Dla sprawdzenia wpływu kąta nachylenia tarczy oporowej na osiągi badanej jednostki, zastosowano w niej zmodyfikowane tarcze o kącie nachylenia wynoszącym 16° . W efekcie geometryczna objętość robocza maszyny wzrosła do ok. $32 \text{ cm}^3/\text{obrót}$. Wyniki badań zaprezentowano na rys. 8.16.

Jak widać, sprawność mechaniczno-ciśnieniowa wzrosła w wyniku tej zmiany do 95,5%, a sprawność całkowita osiągnęła 90,5%. Zwiększona chłonność maszyny przyczyniła się też do wzrostu momentu obrotowego silnika (ze 180 Nm przy 44 MPa do ponad 210 Nm). Potwierdza to w pełni korzystny wpływ zwiększenia kąta γ na przebieg pracy silnikowej.



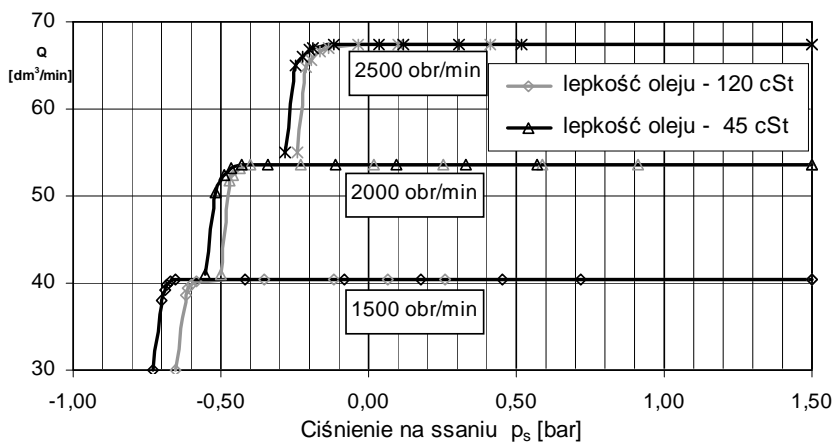
Rys. 8.16. Sprawność pompy PWK-27 w pracy silnikowej. Kąt wychylenia tarcz – 16°. Prędkość obrotowa 1500 obr./min, lepkość oleju 65 cSt

Możliwość odwracania kierunku przepływu energii, tzn. pracy badanej jednostki, zarówno jako pompy, jak też jako silnika, potwierdziły się w pełni. Badania zjawisk zachodzących w pracy silnikowej traktowano jako pilotażowe, a dalszym bardziej szczegółowym pomiarom poddany zostanie nowy prototyp zaprojektowany specjalnie do pracy silnikowej. Planowane w tej jednostce zwiększenie kąta γ do wartości 18÷20°, spotykanej powszechnie w podobnych silnikach, powinno pozwolić na istotną poprawę sprawności, jak również wzrost momentu obrotowego i mocy na wale o ok. 20% przy prawie niezmiennych gabarytach i masie.

8.2.5. Charakterystyka kawitacyjna pomp PWK

Jednym z założeń stojących u podstaw koncepcji konstrukcyjnej pomp typu PWK było ograniczenie strat ciśnienia, wywołanych gwałtowną zmianą kierunku przepływu w oknach wirującego bębna cylindrowego. Unieruchomienie bębna cylindrowego miało ograniczyć to zjawisko, poprawiając sprawność ciśnieniową pompy. Dodatkowym korzystnym efektem mniejszego spadku ciśnienia powinno być też lepsze napełnianie komór cylindrowych olejem podczas suwu ssania, a więc poprawa charakterystyki kawitacyjnej pompy. Powinno to doprowadzić do samossawności pompy w szerokim zakresie prędkości obrotowych i lepkości cieczy roboczej, dając jej przewagę nad istniejącymi konstrukcjami. Celem sprawdzenia prawidłowości tych założeń dla obu badanych pomp PWK-27 i PWK-78 sporządzono charakterystyki kawitacyjne $Q_p = f(p_1)$ przy różnych prędkościach obrotowych i zmiennej lepkości oleju. Uzyskane rezultaty pokazano na rys. 8.17.

Pomiarów charakterystyki kawitacyjnej dokonywano przy stałym ciśnieniu tłoczenia, wynoszącym 5 MPa. W pierwszej kolejności wyznaczono charakterystyki dla lepkości oleju wynoszącej 45 cSt. Pompa wykazała się samossawnością w całym zakresie prędkości do 2500 obr./min. Zwiększenie lepkości oleju do ok. 120 cSt. spowodowało nieznaczne przesunięcie charakterystyk o 0,05÷0,08 bar. Tak korzystny kształt charakterystyki kawitacyjnej pompa zawdzięcza nowej konstrukcji rozrządu, która minimalizuje spadki ciśnienia generowane przez ten mechanizm. Także w tym przypadku pompa PWK-27 góruje nad przeważającą większością pomp wielotłoczkowych z rozrządem czołowym.



Rys. 8.17. Charakterystyka kavitacyjna pompy PWK-27

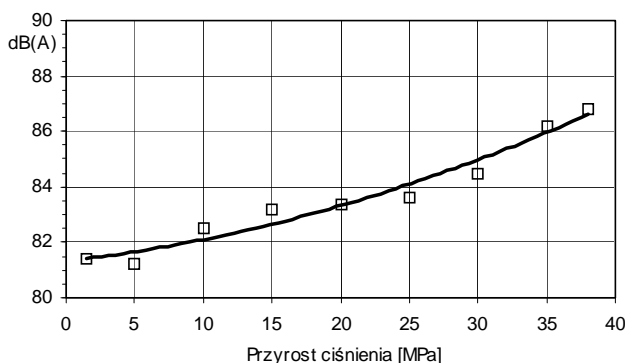
Dla pompy PWK-78 dopuszczalne wartości ciśnienia w kanale ssawnym wynoszą: $-0,06$ MPa przy prędkości 1000 obr./min i $-0,02$ ÷ $-0,03$ MPa przy 1500 obr./min. Pompę można więc uznać w tym obszarze za samozasysającą. Przy prędkości 2000 obr./min wymagana dla prawidłowej pracy wartość p_1 wzrosła do $+0,03$ MPa, co świadczy o zwiększonych stratach ciśnienia w kanałach pompy. Charakterystykę kavitacyjną można jednak poprawić dzięki odpowiednim zmianom konstrukcyjnym. Pierwszą z tych zmian jest zwiększenie przekroju i optymalizacja kształtu kanałów doprowadzających olej. Drugą zmianą jest usztywnienie sprężyny dociskającej poprzez separator stopki hydrostatyczne do tarcz oporowych podczas suwu ssania. Spadek natężenia przepływu cieczy tłoczony przez pompę jest bowiem wywołany nie tylko wydzielaniem się powietrza z oleju, lecz także ugięciem tej sprężyny przez podciśnienie w komorze cylindrowej. Powoduje to zmniejszenie skoku tłoczka i jest źródłem dodatkowego hałasu. Skutkiem ubocznym takiego usztywnienia będzie zwiększenie siły tarcia pomiędzy stopkami a tarczami oporowymi, jednak wywołany nim spadek sprawności mechanicznej pompy będzie zauważalny jedynie w obszarze najniższych ciśnień. Wynika to z faktu, że siła w sprężynie jest znikomo mała w porównaniu z siłami działającymi na tłoczki silnie obciążonej pompy.

8.2.6. Hałaśliwość pompy PWK

Jedną z największych wad napędu hydrostatycznego jest jego wysoka hałaśliwość. Prowadzone od dawna badania [1, 14, 26, 27, 28, 37, 51, 52], jak też prace konstrukcyjne podejmowane przez wszystkich liczących się producentów, przyniosły, jak na razie, jedynie ograniczone rezultaty. Wciąż istotnym parametrem każdej pompy jest poziom hałasu generowanego podczas pracy pod obciążeniem. W przypadku pompy PWK udało się znacznie ograniczyć jedno z głównych źródeł tego hałasu, związane z cyklicznym rozprężaniem się cieczy wypełniającej przestrzeń martwą (rozdział 5.2). Wyniki pomiarów hałaśliwości przeprowadzonych w laboratorium Katedry HiP pokazano na rys. 8.18.

Można stwierdzić, że hałaśliwość pompy PWK nie odbiega istotnie od poziomu osiągniętego przez pozostałe pompy. Szczegółowe pomiary i porównania wskazują jednak, że hałas ten ma inny charakter i pochodzi z innych źródeł. Generowany jest on przez zespół wirnika wraz z łożyskowaniem, co wynika z trudności w pełnym wyważeniu tego elementu

oraz z jego częstotliwości drgań własnych. Drugim źródłem są luzy występujące pomiędzy niedostatecznie dokładnie wykonanymi częściami ruchomymi. Odpowiednie zmiany w konstrukcji i technologii oraz zastosowanie materiałów lepiej tłumiących dźwięk powinny ograniczyć ten hałas. Należy też zauważyć, że obudowa badanego prototypu w niewielkim stopniu tłumiła hałas ze względu na swą małą masę i użyty materiał (stop lekki). Przewidziany w produkcji seryjnej korpus żeliwny powinien w znacznie wyższym stopniu ograniczyć poziom emitowanego hałasu. Korpus o takiej konstrukcji ma obecnie większość produkowanych pomp. Ujemną cechą takiego rozwiązania jest oczywiście wzrost masy pompy i pogorszenie osiąganego przez nią stosunku mocy do masy.



Rys. 8.18. Poziom hałasu emitowanego przez pompę PWK przy prędkości obrotowej 1500 obr./min

Ograniczenie hałasu wymaga też redukcji kinematycznej i dynamicznej nierównomierności przepływu. W pierwszym przypadku należałoby skonstruować pompę spełniającą założenia omówione w punkcie 5.1.2. Ograniczenie zjawisk dynamicznych wywołanych działaniem rozrządu wymaga natomiast korekty kształtu okien rozrządu i zarysu krzywki, czy ewentualnego wykonania rowków odciążających. Suma wymienionych powyżej zmian może doprowadzić do znacznego wyciszenia pompy.

8.2.7. Osiągnięty stosunek mocy do masy pompy

Aby zweryfikować zamieszczoną w rozdziale 7.3 analizę wydajności energetycznej, z jednostki masy obliczono wartość stosunku mocy osiąganą na próbach przez pompę PWK do jej masy całkowitej. Jego wartość jest oczywiście związana z prędkością obrotową i ciśnieniem osiągniętym podczas prób. W czasie badań moc maksymalna osiągnięta przez pompę PWK-27 wyniosła 51 kW przy 2000 obr./min i 55 MPa oraz ok. 60 kW przy 3000 obr./min i 42 MPa, a moc osiągnięta w czasie próby długotrwałego obciążenia sięgnęła 49 kW (53 MPa przy 2000 obr./min). Ponieważ masa tej pompy wynosiła 23,5 kg, uzyskany stosunek mocy do masy wynosi 2,55 kW/kg przy obciążeniu chwilowym i 2,08 kW/kg przy pracy długotrwałej.

Dla pompy PWK-78 moc maksymalna sięgnęła 108 kW przy 2000 obr./min i 44 MPa. Masa pompy wynosi 41 kg, a więc współczynnik gęstości mocy osiągnął 2,65 kW/kg. Parametry pracy tej pompy (szczególnie prędkość obrotowa) były silnie ograniczone przez moc stanowiska prób, co pozwala oczekiwać przyrostu mocy i współczynnika gęstości mocy tej pompy w przyszłości. Biorąc pod uwagę przewidywane zmiany konstrukcyjne,

takie jak: wzrost kąta nachylenia tarcz oporowych, korekta kształtu kanałów i okien rozrządu, można stwierdzić, że stosunek mocy pomp PWK do ich masy jest w stanie dorównać najlepszym konstrukcjom spotykanym obecnie.

8.2.8. Badania trwałościowe

Aby zbadać trwałość pompy, trzeba przeprowadzić próby obejmujące wiele tysięcy godzin pracy pod zróżnicowanym obciążeniem. Do tego celu konieczne jest specjalne stanowisko, przystosowane do pracy ciągłej bez konieczności stałego nadzoru i wyposażone w komplet zabezpieczeń. Ze względu na brak takiego stanowiska w laboratorium Katedry, przeprowadzenie tak szeroko zakrojonych badań jest niemożliwe. Ograniczono się więc do przeprowadzenia prób długotrwałej pracy pompy pod stałym obciążeniem. Próbie trwającej ok. 400 godzin poddano pompę PWK-27. Ciśnienie w gałęzi tłocznej wynosiło $45 \div 53$ MPa, a prędkość obrotową zmieniano w przedziale $1500 \div 2000$ obr./min. Po zakończeniu próby wciąż sprawną pompę poddano szczegółowemu przeglądowi. Wyniki przeglądu posłużyły jako podstawa drobnych korekt konstrukcji, potwierdziły jednak trwałość elementów pomp.

W uzupełnieniu opisanych powyżej badań 1 egzemplarz pompy PWK-27 przekazano firmie „HYDROMEGA” celem sprawdzenia jej działania w warunkach rzeczywistych. Pompę zainstalowano w napędzie jazdy platformy transportowej i od lutego 2004 pracuje ono w Gdańskiej Stoczni Remontowej. Do chwili obecnej (kwiecień 2006) użytkownik pompy nie zgłosił żadnych zastrzeżeń co do jej zachowania, a łączny czas jej pracy można oszacować na ponad 1200 godzin.

8.3. Pompa o zmiennej wydajności

Pompa o zmiennej wydajności znajduje się w początkowej fazie prac i do chwili obecnej nie wykonywano pomiarów jej charakterystyk. Badania modeli tej pompy miały wyłącznie charakter pilotażowy, a celem ich była odpowiedź na pytanie, czy możliwe jest sterowanie jej wydajnością przez przesuwanie osiowe krzywki rozrządu na wale i czy można tego dokonać bezpośrednio za pomocą elektromagnesu proporcjonalnego. W obu przypadkach uzyskano pozytywne rezultaty, co pozwala na podjęcie szerszej zakrojonych prac konstrukcyjnych i badawczych.

Głównym problemem do rozwiązania w ww. pompie jest redukcja zjawisk dynamicznych wywołanych zaślepieniem komory w czasie przechodzenia okna rozrządu przez mostek. Prowadzone są prace mające zweryfikować słuszność koncepcji tzw. komory kompensacyjnej na drodze komputerowej symulacji zjawisk zachodzących w pracującej pompie.

8.4. Podsumowanie rezultatów badań

Wyniki uzyskane podczas badań potwierdziły większość założeń konstrukcyjnych i wniosków wyciągniętych z teoretycznej analizy zjawisk zachodzących podczas pracy pompy z rozrządem krzywkowym. Co więcej, przebadane prototypy już teraz osiągają parametry zbliżone do przodujących obecnie na rynku pomp wielotłoczkowych osiowych, a w kilku przypadkach nawet je przewyższają. Biorąc pod uwagę duże potencjalne możliwości dalszego doskonalenia tej konstrukcji (i fakt, że pozostałe pompy po wielu dziesiątkach lat rozwoju zbliżają się do pułapu swych możliwości), należy tę wersję konstrukcyjną uznać za groźnego konkurenta pomp z wychylną tarczą i wychylnym korpusem.

Podstawowym obiektem planowanych dalszych badań będą kolejne wielkości pompy o stałej wydajności oraz konstrukcja mechanizmu zmiany wydajności opartego na wnioskach z analizy zaprezentowanej w rozdziale 6. Konieczne jest też przeprowadzenie pełnych badań trwałościowych wg programu opisanego w punkcie 8.2.8.

Drugim obiecującym kierunkiem prac rozwojowych jest budowa wysokoobrotowego silnika hydraulicznego, wykorzystującego mechanizm rozrządu krzywkowego. Wstępne badania przeprowadzone na pompach typu PWK potwierdziły w pełni możliwość ich pracy silnikowej. Konieczne jest jednak zwiększenie chłonności i sprawności mechanicznej tych jednostek. Można oczekiwać, że silniki te będą wykazywać podobną przewagę nad wyrobami konkurencyjnych firm, jak ma to miejsce w przypadku pomp.

Rozdział 9

PODSUMOWANIE

Wyniki teoretycznej analizy funkcjonowania obu typów rozrządu stosowanych w pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych oraz rezultaty uzyskane podczas laboratoryjnych badań maszyn wyposażonych w różne odmiany tego mechanizmu pozwalają stwierdzić, że nowa koncepcja rozrządu sterowanego krzywką potwierdziła swoją przydatność i pod wieloma względami przewyższa stosowany powszechnie rozrząd czołowy. Aby odpowiedzieć na pytania postawione we wstępie niniejszej pracy, należy jednak szczegółowo przeanalizować uzyskane rezultaty.

Pod względem prostoty konstrukcji niewątpliwą przewagę wykazuje rozrząd czołowy. Składa się on z mniejszej liczby części, a technologia ich wykonania jest prostsza. Rzutuje to w oczywisty sposób na koszty wytwarzania pomp i silników, ułatwia też budowę jednostek nietypowych, np. miniaturowych pomp o geometrycznej objętości roboczej ok. $1 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, czy też maszyn przystosowanych do pracy z cieczami typu emulsja wodno-olejowa.

Drugą z zalet rozrządu czołowego jest łatwość budowy jednostek o zmiennej wydajności (chłonności), przy czym mechanizm rozrządu generuje niewielkie skoki ciśnienia w komorach cylindrowych podczas przechodzenia przez mostek. Sytuację komplikują jedynie duże siły działające na elementy układu sterowania wydajnością, co zmusza konstruktorów do stosowania serwomechanizmu hydraulicznego w tym układzie.

Porównując parametry uzyskane w toku przeprowadzonych obliczeń przez oba mechanizmy rozrządu, można stwierdzić, że w większości przypadków lepsze rezultaty uzyskano dla rozrządu krzywkowego. Pierwszym z nich jest ciśnienie pracy przekraczające 50 MPa. O ile różnice przebiegów otwierania się okien rozrządu były stosunkowo niewielkie (rozdział 3), o tyle wypadkowa prędkość strumienia cieczy w oknie rozrządu czołowego jest wyraźnie większa niż dla rozrządu krzywkowego (rozdział 4). Różnica ta, spowodowana odmienną kinematyką obu okien, rzutuje na wartości strat ciśnienia generowane przez oba mechanizmy, a jej ostatecznym efektem są różnice w przebiegach sprawności mechaniczno-ciśnieniowej osiągniętych przez poszczególne pompy.

Dużą zaletą rozrządu krzywkowego jest też znacznie mniejsza i niezależna od nastawy wydajności objętość przestrzeni martwej. Pozwala to na znaczne ograniczenie strat wywołanych ściśliwością cieczy roboczej (rozdział 5). Powyższe twierdzenie wymaga dalszej weryfikacji doświadczalnej.

Jak już wspomniano, budowa jednostek o zmiennej wydajności jest łatwiejsza w przypadku rozrządu czołowego. Dla rozrządu krzywkowego możliwe są różne rozwiązania konstrukcyjne, jednak każde z nich wiąże się z pewnymi trudnościami (zjawiska dynamiczne w komorze cylindrowej lub skomplikowana konstrukcja mechanizmu sterowania wydajnością). Hydrostatyczne odciążenie nowego rozrządu pozwala jednak na eliminację serwomechanizmu hydraulicznego, co w dużej mierze powinno zrekompensować w/w niedogodności. Dokonane analizy pozwoliły wytypować mechanizm z krzywką obracaną jako najbardziej obiecujący obiekt rozpoczynających się właśnie prac rozwojowych.

Analizując oczekiwane parametry silników wielotłoczkowych, stwierdzono, że rozrząd krzywkowy pozwala uzyskać parametry zbliżone do osiągniętych jednocześnie produkowanych silników z rozrządem czołowym.

9.1. Potencjalne obszary zastosowania maszyn z rozrządem krzywkowym

Drugim z celów stawianych na wstępie było określenie strategicznych kierunków rozwoju maszyn wyposażonych w nowy typ rozrządu oraz potencjalnych obszarów ich zastosowania. Opierając się na wynikach przeprowadzonych analiz i badań laboratoryjnych oraz znajomości wymagań stawianych pompom i silnikom hydraulicznym, można przewidywać następujące kierunki rozwoju:

9.1.1. Pompy o stałej wydajności

Pompy o stałej wydajności stanowią najlepiej przebadany przypadek zastosowania nowej koncepcji rozrządu. Trwające od kilkunastu lat prace badawczo-rozwojowe doprowadziły do uruchomienia produkcji typoszeregu pomp PWK w PHS „HYDROTOR” SA. Doświadczenia zdobyte w toku prac projektowych i laboratoryjnych badań szeregu pomp o zróżnicowanej wielkości i konstrukcji pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

- podstawowym obszarem zastosowania pomp typu PWK o stałej wydajności mogą być układy pracujące pod wysokim ciśnieniem – od 30 do 50 MPa. W obszarze tym najlepiej uwidacznia się przewaga ich sprawności nad pompami o konstrukcji tradycyjnej. Należy podkreślić fakt, że obszar ciśnień powyżej 40 MPa jest obecnie dostępny jedynie nielicznym konstrukcjom oferowanym przez wyspecjalizowane firmy do celów specjalnych (np. pompy firmy Denison stosowane przez armię USA). Tymczasem w przypadku pomp PWK nawet osiągnięcie poziomu 60 MPa wydaje się stosunkowo łatwe. Prace rozwojowych nad taką konstrukcją nie prowadzono jednak, ze względu na nieprzystosowanie stanowiska Katedry i posiadanej aparatury pomiarowej do pracy pod takim obciążeniem, jak również ze względu na znikomy popyt ze strony rynku na układy zdolne do osiągnięcia ciśnień powyżej 50 MPa. W obszarze średnich ciśnień tj. od 20 do 30 MPa przewaga sprawności pomp z rozrządem krzywkowym nie jest na tyle duża, by zrekompensować ich wyższą cenę wynikającą z bardziej skomplikowanej konstrukcji. W przypadku gdy ciśnienie w układzie nie przekracza 20 MPa, zdecydowanie najkorzystniejszym rozwiązaniem wydają się być pompy zębate;
- czynnikiem decydującym o zastosowaniu pomp z rozrządem krzywkowym może być też ich samossawnosc w szerokim zakresie prędkości obrotowych i lepkości. Planowana optymalizacja kształtu kanałów doprowadzających olej do komór cylindrowych i okien rozrządu powinna poszerzyć zakres prędkości obrotowych, przy których pompa PWK nie będzie wymagała wstępnego zasilania;
- obniżenie hałaśliwości pomp PWK wymaga poważnych prac badawczych. Ogólny poziom hałaśliwości nowych pomp jest zbliżony do poziomu obserwowanego w pompach wielotłoczkowych starego typu. Dotychczasowe badania [42] wykazały praktyczną eliminację jednego ze źródeł hałasu, wywołanego cyklicznymi zmianami objętości cieczy roboczej w przestrzeni martwej (rozdział 5.3). Należy jednak przeanalizować pozostałe źródła hałasu, takie jak: zjawiska rezonansowe w korpusie i wirniku, szumy przepływowe, kinematyczną i dynamiczną nierównomierność przepływu, łożyskowanie itp.

Jak widać, pompy PWK o stałej wydajności mogą znaleźć zastosowanie w najbardziej odpowiedzialnych układach napędu hydrostatycznego, tam gdzie podstawowym kryterium doboru są wysokie parametry, a nie cena pompy. Trzeba jednak zauważyć, że układy oparte

na pompach o stałej wydajności i pracujące przy ciśnieniu przekraczającym 30 MPa spotyka się w praktyce bardzo rzadko.

9.1.2. Pompy o zmiennej wydajności

Konstrukcja pomp o zmiennej wydajności z rozrzędem krzywkowym znajduje się obecnie w fazie wstępnej. Zbudowanie prawidłowo działającej pompy wymaga przede wszystkim rozwiązania dwóch głównych problemów:

- wyeliminowania opisanych w rozdziałach 6.4.2.3.3 i 6.4.2.4.3 zjawisk dynamicznych zachodzących w chwili przechodzenia tulejek rozrzędu przez mostek. Jak wykazały wstępne badania modelowe, konieczna jest kompensacja zjawisk dynamicznych na drodze konstrukcyjnej, uniemożliwiają one bowiem prawidłową pracę pompy PWK o konstrukcji pokazanej na rys. 1.2. W celu rozwiązania powyższego problemu powstała koncepcja wykorzystująca tzw. elastyczną komorę kompensacyjną, jednak wymaga ona przeprowadzenia szeroko zakrojonych badań symulacyjnych i laboratoryjnych. Prace te znajdują się obecnie w fazie wstępnej;
- skonstruowania prawidłowo działającego mechanizmu sterowania wydajnością pompy. Jak wspomniano, najbardziej obiecującym sposobem sterowania wydajnością jest opisany w rozdziale 6.4.2.4 obrót krzywki na wale. Decydują o tym zalety takie, jak: możliwość sterowania wydajnością w przedziale $+Q_{pmax} \div -Q_{pmax}$ (czyli możliwość zmiany kierunku tłoczenia i przydatność pompy do pracy w przekładni o obiegu zamkniętym), stosunkowo korzystny przebieg charakterystyki sterowania (rys. 6.42), najmniejsze wartości względnej zmiany objętości zaślepionej komory cylindrowej (rys. 6.32), łagodzące opisane powyżej zjawiska dynamiczne. W porównaniu z mechanizmami zmieniającymi kąt wychylenia tarcz oporowych lub ich położenie katowe na wale (rozdziały 6.4.2.1 i 6.4.2.2), zaletą mechanizmu z obracaną krzywką są wielokrotnie mniejsze siły działające na hydrostatycznie odciążoną krzywkę, a więc mniejsza moc i prostsza konstrukcja mechanizmu sterowania wydajnością.

Pomimo to skonstruowanie takiego mechanizmu nie jest zadaniem łatwym; krzywka wraz z wałem pompy wirują z prędkością sięgającą kilku tysięcy obr./min, a sterowanie położeniem katowym krzywki względem wału musi się odbywać pomimo tego ruchu i to z dużą dokładnością. Podjęto wstępne prace konstrukcyjne [32, 49], które określiły podstawowe ograniczenia i warunki konieczne do spełnienia przez prawidłowo funkcjonujący mechanizm sterowania wydajnością. Podjęcie prac konstrukcyjnych nad tym mechanizmem jest planowane w niedalekiej przyszłości.

W przypadku pomyślnego rozwiązania obu przedstawionych zagadnień można oczekiwać, że wyposażona w rozrzęd krzywkowy pompa o zmiennej wydajności będzie w istotnym stopniu górować nad swymi odpowiednikami wyposażonymi w rozrzęd czołowy. Składa się na to kilka przesłanek. Pierwszą z nich jest opisana w rozdziale 7.3.3 eliminacja serwomechanizmu hydraulicznego, wynikająca z faktu, że siły działające na hydrostatycznie odciążoną krzywkę są o kilka rzędów wielkości mniejsze od sił działających na wychylny korpus lub tarczę oporową. Dzięki temu nowa pompa powinna być jako całość mniejsza, lżejsza i prostsza w budowie od konkurencyjnych pomp wyposażonych w serwomechanizm. Istotną zaletą jest też uproszczenie budowy całego układu hydraulicznego – serwomechanizm wymaga bowiem niezależnego zasilania, co oznacza dodatkową pompę w układzie wraz z zaworem przelewowym, przewodami itp.

Drugą z oczekiwanych zalet nowej pompy w porównaniu z obecnie stosowanymi jest przewidywany wzrost sprawności pompy pracującej ze zredukowaną wydajnością dzięki

ograniczeniu objętości przestrzeni martwej (rozdział 5.2). Jak wynika z rezultatów przedstawionych na rys. 5.7, różnica sprawności objętościowej pompy pracującej pod wysokim obciążeniem i ze znacznie zredukowaną wydajnością może sięgać nawet kilkunastu procent na korzyść pompy PWK. Ponieważ nominalna moc tych jednostek może sięgać setek kW, należy oczekiwać znacznych oszczędności energetycznych. Dodatkową korzyścią ze zredukowanej przestrzeni martwej jest zwiększenie dostępnej rozpiętości przełożeń napędu hydrostatycznego (rys. 5.7).

Trzecią potencjalną zaletą nowych pomp jest możliwość bezpośredniego sterowania ich wydajnością za pomocą sygnału elektrycznego. Dzięki odciążeniu mechanizmu zmiany wydajności, rolę elementu sterującego może przyjąć silnik krokowy lub elektromagnes proporcjonalny (w mechanizmie z przesuwną krzywką). Sterowanie takie odpowiada w pełni najnowszym tendencjom rozwojowym napędu hydrostatycznego, który łączy hydrauliczne elementy przenoszące moc z elektronicznym układem sterowania. Możliwości współczesnej elektroniki pozwalają przy tym na dowolne kształtowanie charakterystyki sterowania wydajnością (np. pełną jej linearyzację).

Niezależnie od powyższych zalet, aktualne pozostałyby także dodatnie cechy pomp z rozrzędem krzywkowym o stałej wydajności, takie jak: wysokie ciśnienie pracy, wysoka sprawność całkowita, samossawnność itp. W świetle powyższego można więc oczekiwać, że pompa o zmiennej wydajności wyposażona w rozrząd krzywkowy miałaby szansę stać się prawdziwym przełomem na rynku wysokociśnieniowych pomp hydraulicznych i znaleźć zastosowanie w licznych układach napędu i sterowania. Uzależnione jest to jednak od przebiegu i rezultatów prowadzonych obecnie prac badawczo-rozwojowych.

9.1.3. Silniki z rozrzędem krzywkowym

Analiza teoretyczna przedstawiona w rozdziale 7.4, oraz wstępne badania prowadzone na jednostkach typu PWK (rozdział 8.2.4) potwierdziły w pełni możliwość pracy silnikowej tych maszyn. Konieczne jest jednak przeprowadzenie prac mających na celu wzrost chłonności i sprawności mechanicznej tych jednostek. Można oczekiwać, że silniki te będą równie konkurencyjne, jak ma to miejsce w przypadku pomp.

W przypadku silników możliwa jest budowa jednostek o stałej i zmiennej chłonności, które byłyby pod względem konstrukcyjnym odpowiednikami opisanych powyżej pomp o stałej i zmiennej wydajności. Podobne byłyby też różnice pomiędzy tymi jednostkami, a ich odpowiednikami wyposażonymi w rozrząd czołowy. Zdecydowanej przewagi oczekiwać można w przypadku silników o zmiennej chłonności. Należy jednak podkreślić, że jednostki takie stosowane są w praktyce dużo rzadziej od jednostek o stałej chłonności.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Backé W., Vilenius M., Uusi-Heikkilä J.: Verdrangerpumpen mit pulsationsarmem Förderstrom. W: (Materiały) IV Polsko-Niemieckie Seminarium „Innowacje i postęp w hydraulice i pneumatyce”, Sopot 2001, s. 6÷20.
- [2] Backé W., Donders S.: Optimization of High-Pressure Piston Pumps for HFA-Fluids. W: (Materiały) 5-th Scandinavian Conference on Fluid Power, Linköping 1997.
- [3] Balawender A.: Definicja teoretycznej objętości roboczej pomp i silników hydraulicznych wyporowych. Zeszyty Naukowe Pol. Gdańskiej 1976, nr 253, Mechanika 26.
- [4] Balawender A.: Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych. Zeszyty Naukowe Pol. Gdańskiej 1988, nr 422, Mechanika 54.
- [5] Balawender A.: Physical and mathematical models of losses in hydraulic motors. W: Developments in Mechanical Engineering. (Red. A. Balawender, J. T. Cieśliński). Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej 2005.
- [6] Barski J.: Metodyka eliminowania nierównoważenia hydrostatycznego na przykładzie rozrządu walcowego pompy. Rozprawa doktorska 1985, Pol. Gdańska, Wydz. Budowy Maszyn.
- [7] Baum H.: Increasing the Load Stiffness of Hydraulic Piston Drives. W: (Materiały) 3 Internat. Fluid Power Conference, Aachen 2002, s. 311÷324.
- [8] Biały J., Kulkowski W.: Sterowanie wydajnością wielotłokowych pomp osiowych z wychylnym wirnikiem według zasady stałej mocy. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 1/91, Wrocław 1991, s. 14÷18
- [9] Bieńkowski A.: Badanie zjawisk występujących w węźle stopka-tarcza oporowa maszyny wielotłoczkowej osiowej. Rozprawa doktorska 1987, Pol. Gdańska, Wydz. Budowy Maszyn.
- [10] Choudhuri K.: Experimental Investigation on Swash plate – Piston slipper Lubrication in Hydrostatic Units. W: (Materiały) 3-rd FPNI – PhD Symposium on Fluid Power, Terrassa 2004, s. 51÷58.
- [11] Crabtree A., Manring N., Johnson R.: Pressure Measurements for Translating Hydrostatic Thrust Bearings. Internat. Journal of Fluid Power, Vol. 6, nr 2/2005, s. 19÷24.
- [12] Dedicated design of the Hydraulic Transformer. Achten P. et al. W: (Materiały) 3 Internat. Fluid Power Conference, Aachen 2002, s. 233÷248.
- [13] Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators. (Red. A. Garbacik, J. Stecki). Fluid Power Net Publications, Kraków 2000, s. 385.
- [14] Fiebig W.: Noise Generation and Reduction in Fluid Power Units. W: (Materiały) 3 Internat. Fluid Power Conference, Aachen 2002, s. 525÷541.
- [15] Findeisen D., Findeisen F.: Ölhydraulik. Springer Verlag 1994, s. 765.
- [16] Geerling G., Klifken M.: Neue Entwicklungen und Trends in der Mobilhydraulik Ölhydraulik und Pneumatik 47, 2003, Nr 7.
- [17] Huang C.: CASPAR Based Slipper Performance Prediction in Axial Piston Pumps. W: (Materiały) 3-rd FPNI – PhD Symposium on Fluid Power, Terrassa 2004, s. 229÷238.
- [18] Ivantysyn J., Ivantysyn M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren. Konstruktion und Berechnung. Vogel Buchverlag 1993, 514 s.
- [19] Ivantysynova M., Klocke F., Lasaar R., Helbig J.: Der hartgedrehte Kolben für Schrägscheibenmaschinen, Ölhydraulik und Pneumatik 47, 2003, Nr 2.
- [20] Ivantysynova M.: Ways for Efficiency Improvements of Modern Displacement Machines. W: (Materiały) 6-th Scandinavian Conference on Fluid Power, Tampere 1999.
- [21] Ivantysynova M.: Energy Losses of Modern Displacement Machines – an Approach of Modelling. W: (Materiały) 7-th Scandinavian Conference on Fluid Power, Linköping, 2001, s. 377÷395.

- [22] Ivantysynova M., Lasaar R.: An Investigation into Micro- and Macrogeometric Design of Piston/Cylinder Assembly of Swashplate Machines. *Internat. Journal of Fluid Power*, Vol. 5, No. 1/2004, s. 23÷36.
- [23] Jasiński R., Balawender A.: Badanie procesów nagrzewania elementów silnika hydraulicznego podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego. W: (Materiały) Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2002”, Wrocław 2002.
- [24] Khrapak A. Controlled Valve Plate in Bentaxis Hydraulic Motors. *Internat. Journal of Fluid Power*, Vol. 2, nr 2/2001, s. 65÷74.
- [25] Kollek W., Palczak E.: Optymalizacja elementów układów hydraulicznych. Wrocław: Ossolineum 1994, s. 151.
- [26] Kollek W.: Wpływ procesu przesterowania tłokowej pompy osiowej na hałaśliwość jej pracy. *Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Pol. Wrocławskiej nr 9*. Wrocław 1971, s. 33÷58.
- [27] Kollek W.: Problemy czynnego zwalczania hałasu pomp wielotłoczkowych osiowych. *Prace Naukowe Inst. Konstr. i Eksploat. Maszyn Pol. Wrocławskiej nr 32, Monografie nr 7*, Wrocław 1976.
- [28] Kollek W.: Pompy zębate. Konstrukcja i eksploatacja. Wrocław: Ossolineum 1997.
- [29] Królikowski J., Steckiewicz C.: Matematyka. Wzory, definicje i tablice. Warszawa: Wyd. Komunikacyjne 1957, 240 s.
- [30] Kubicki Sz.: Projekt stanowiska do badania pomp i silników hydraulicznych pracujących z dużą prędkością. Praca dyplomowa, 2005. Pol. Gdańska, Wydz. Mechaniczny.
- [31] Lasaar R., Ivantysynova M.: Advanced Gap Design – Basis for Innovative Displacement Machines. W: (Materiały) 3 Internat. Fluid Power Conference, Aachen. 2002, s. 215÷230.
- [32] Marczak A.: Projekt mechanizmu zmiany wydajności pompy PWK z wykorzystaniem silnika krokowego. Praca dyplomowa, 2002. Pol. Gdańska, Wydz. Mechaniczny.
- [33] Nahari S.: Development of Non-Pulsative Piston Pump. W: (Materiały) 7-th Scandinavian Conference on Fluid Power, Linköping, 2001, t. 2, s. 13÷21.
- [34] Napędy hydrauliczne. Ćwiczenia laboratoryjne. Balawender A. i inni. Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej 1980.
- [35] Niegoda J.: Badanie możliwości zastosowania tłoków z bezprzegubowym podparciem hydrostatycznym w pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych. Rozprawa doktorska 1978, Pol. Gdańska, Wydz. Budowy Maszyn.
- [36] Olems L.: Investigations of the Temperature Behaviour of the Piston Cylinder Assembly in Axial Piston Pumps. *Internat. Journal of Fluid Power*, Vol. 1, nr 1/2000, s. 27÷38.
- [37] Orlov Yu. M.: Some results of acoustical adjustment of high-speed plunger pumps of high outlet pressure. W: (Materiały) 3 Internat. Fluid Power Conference, Aachen 2002, s. 181÷191.
- [38] Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Warszawa: WNT 1998, s. 384.
- [39] Osiecki A.: Sprawność przekładni hydrostatycznej. *Archiwum Budowy Maszyn*, vol. XVII, 2/80, Warszawa 1980.
- [40] Osiecki A.: Sprawozdanie z wyników badań nt. ”Badanie możliwości zbudowania maszyny hydraulicznej wielotłoczkowej osiowej o podwyższonych parametrach”, CPBR-4.3, cel 224. Pol. Gdańska 1990.
- [41] Osiecki A., Osiecki L.: Prace rozwojowe nad nową konstrukcją pomp wielotłoczkowych osiowych. *Hydraulika i Pneumatyka* 4/98, Wrocław 1998, s. 4÷9.
- [42] Osiecki A., Osiecki L.: Sprawozdanie końcowe z realizacji prac badawczo-rozwojowych „Badania głównych węzłów konstrukcyjnych pompy z rozrządem krzywkowym w ramach projektu celowego nr 10 T07 036 2001 C/5428. Gdańsk 2004.
- [43] Osiecki L.: Badanie zjawisk zachodzących w zespole tłoczek-stopka hydrostatyczna-dławik śrubowy maszyny wielotłoczkowej osiowej. Rozprawa doktorska 1999, Pol. Poznańska, Wydz. Budowy Maszyn i Zarządzania.
- [44] Osiecki L.: Design of Cam-Driven, Hydrostatically Discharged Commutation Unit of a New Axial Pump. *Hydraulika i Pneumatika* 4/2001, s. 10÷12, Żilina 2001.

- [45] Osiecki L.: Volume Efficiency Loss in Axial Pumps caused by Working Fluid Compressibility. *Hydraulika a Pneumatika* 1/2002, s. 10÷13, Žilina 2002.
- [46] Osiecki L.: Możliwość zmniejszenia strat ciśnieniowych w pompie wielotłoczkowej dzięki zastosowaniu rozrządu sterowanego krzywką. W: (Materiały) Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2002”, Wrocław 2002.
- [47] Osiecki L.: Impact of Commutation Unit's Design on Hydraulic Axial Pump's Performance. W: (Materiały) Międzynarodowe Sympozjum „Research – Education – Technology”, Gdańsk 2005.
- [48] Otremba J.: Badanie strat mocy w szczelinach pierścieniowych z zastosowaniem do optymalizacji doboru wymiarów konstrukcyjnych tłoczków w pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych. Rozprawa doktorska, 1971. Pol. Szczecińska, Wydz. Mechaniczny.
- [49] Pawelec M.: Projekt pompy wielotłoczkowej osiowej ze zredukowaną przestrzenią martwą. Praca dyplomowa, 2004. Pol. Gdańska, Wydz. Mechaniczny.
- [50] Petrovic R.: Mathematical modeling and experimental research of characteristic parameters hydrodynamic processes of a piston axial pump. W: (Materiały) Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2005”, Wrocław 2005.
- [51] Petterson M.: Design of Fluid Power Piston Pumps with Special Reference to Noise Reduction. *Linköping Studies in Science and Technology. Dissertations, No. 394*, Linköping 1995, s.130.
- [52] Primary and secondary measures to reduce the noise of hydraulic fluid power systems. Goebbels K. et al. W: (Materiały) 3 International Fluid Power Conference, Aachen 2002.
- [53] Renius K. T.: Experimentelle Untersuchungen an Gleitschuhen von Axialkolbenmaschinen. *Ölhydraulik und Pneumatik* 17 (1973) Nr 3.
- [54] Scharf S., Murrenhoff H.: Reibung zwischen Kolben und Buchse. *Ölhydraulik und Pneumatik* 2005, Nr 2, s. 105÷111.
- [55] Stecki J., Garbacik A.: Design and Steady-state Analysis of Hydraulic Control Systems. *Fluid Power Net Publications*, Kraków 2002, s. 281.
- [56] Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Elementy. Tom 1. Warszawa: WNT 1995, s. 448.
- [57] Szydelski Z.: Pojazdy samochodowe. Napęd i sterowanie hydrauliczne. Warszawa: WKiŁ 1993, s. 566.
- [58] Tatarczuk A.: Analiza konstrukcji bębna cylindrowego pompy PWK przy wykorzystaniu metody elementów skończonych. Praca dyplomowa, 2003. Pol. Gdańska, Wydz. Mechaniczny.
- [59] Trifonov O. N., Iwanov B. I., Trifonova G. O.: Privody awtomatizirovannovo oborudowanija. Moskwa: Maszinstrojenije 1991, s. 336.
- [60] Uusi-Heikkilä J., Backé W., Vilenius M.: The Prototype of the Pulsation Reduced One-Piston Radial Pump. W: (Materiały) 3 International Fluid Power Conference, Aachen 2002, s. 169÷180.
- [61] Weingarten F.: Use of Computer Simulation in Pulsation Reduction for Hydraulic Piston Pump. W: (Materiały) 3 International Fluid Power Conference, Aachen 2002, s. 127÷140.
- [62] Wieczorek U., Ivantysynova M.: Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines – The Simulation Tool Caspar. *Internat. Journal of Fluid Power*, Vol. 3, No. 1/2002, s. 7÷20.
- [63] Zienkiewicz J.: Analiza funkcjonowania mechanizmu rozrządu pompy typu PWK w zależności od zarysu krzywki. Praca dyplomowa, 2003. Pol. Gdańska, Wydz. Mechaniczny.
- [64] Złoto T.: Badanie nagrzewania się podstawowych par kinematycznych pompy wielotłoczkowej osiowej. Rozprawa doktorska, 1985. Pol. Gdańska, Wydz. Budowy Maszyn.
- [65] Złoto T.: Badanie nagrzewania się maszyny hydraulicznej pod wpływem par kinematycznych jako nowa metoda badawcza. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny 5–6/87, s. 20÷23, Wrocław 1987.
- [66] Złoto T.: Analiza obciążenia rozrządu tarczowego pompy wielotłoczkowej osiowej. W: (Materiały) Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2005”, Wrocław 2005, s. 70÷78
- [67] Zweikreisverstellpumpe in Axialkolbenbauart. Nervegnia N. et al. *Ölhydraulik und Pneumatik* 2004, No. 7, s. 410÷417.

Patenty

- [68] Aksialno-plunżernyj nasos. Patent ZSRR nr 180090, Tw. wynal.: Kudriancew A. I., Marakin N. F., Finkel A. A. 1966, 3 s.
- [69] Free plate motor or pump. Patent USA nr 3319576. Tw. wynal. Orshansky E. 1967, 6 s.
- [70] Improvements in relating to Hydraulic Swashplate Pumps or Motors. Patent Anglia nr 791604. Tw. wynal. Tetlow. N. 1958, 8 s.
- [71] Hydrostatic axial piston machine. Patent europejski nr 0742870. Tw. wynal: Osiecki A., Osiecki L. 1999, 5 s.
- [72] Maszyna hydrostatyczna wielotłoczkowa osiowa. Patent Polska nr 173937. Tw. wynal.: Osiecki A., Osiecki L. 1998, 7 s.
- [73] Pompa wyporowa wielotłoczkowa osiowa hydrostatycznie odciążona. Patent Polska nr 53075. Tw. wynal.: Osiecki A. 1967, 4 s.
- [74] Reversible engine. Patent USA nr 2391575. Tw. wynal. Huber M. W. 1945, 5 s.

MECHANIZMY ROZRZĄDU HYDRAULICZNYCH MASZYN WIELOTŁOCZKOWYCH OSIOWYCH

Pracę poświęcono analizie porównawczej dwóch odmian mechanizmu rozrządu spotykanych w pompach i silnikach wielotłoczkowych osiowych: stosowanego powszechnie rozrządu czołowego i wynalezione niedawno rozrządu sterowanego krzywką. Analizie poddano następujące zjawiska:

- kinematyka elementów tworzących rozrząd,
- przebiegi procesów otwierania/zamykania okien rozrządu (zmian chwilowej powierzchni otwartej części okna),
- przebiegi zmian chwilowej prędkości przepływu cieczy roboczej w otwierającym się oknie,
- straty ciśnienia generowane przez poszczególne mechanizmy rozrządu,
- optymalizacja kształtów okien i kinematyki współpracujących elementów w celu zmniejszenia prędkości przepływu i strat ciśnienia w oknie,
- zjawiska szkodliwe (straty energetyczne wywołane przestrzenią martwą, nierównomierność przepływu) oraz sposoby ich minimalizacji w poszczególnych mechanizmach rozrządu,
- możliwości sterowania wydajnością maszyn wyposażonych w rozmaite mechanizmy rozrządu, wpływ procesu sterowania na zjawiska niepożądane i uzyskiwane charakterystyki procesu sterowania,
- przewidywane własności maszyn wyposażonych w rozrząd krzywkowy i ich porównanie z współcześnie produkowanymi pompami i silnikami z rozrządem czołowym.

Zagadnienia powyższe analizowano metodami numerycznymi lub analitycznymi. W toku analiz uwzględniono wpływ szeregu parametrów konstrukcyjnych takich jak: wielkość pompy (silnika), kształt okien rozrządu, ilość tłoczków. Potwierdzeniem rezultatów są wyniki laboratoryjnych pomiarów sprawności pomp wyposażonych w oba typy rozrządu. Wyniki analiz pozwoliły wytyczyć najbardziej obiecujące kierunki planowanych prac rozwojowych nad maszynami z rozrządem krzywkowym i potencjalne obszary ich praktycznego zastosowania.

COMMUTATION UNITS OF HYDRAULIC AXIAL PISTON MACHINES

The work presents results of comparative analysis of two commutation units used in hydraulic axial piston machines: commonly used port-plate unit and newly invented cam-driven unit. The following phenomena were taken into consideration:

- kinematics of commutation unit's main elements,
- commutation window opening/closing processes (temporary area of the window's opened part),
- changes of temporary flow velocity through the opening commutation unit's window,
- pressure drops generated by both versions of the commutation unit,
- optimization of window's shape and kinematics of cooperating elements aimed at reduction of flow velocity and pressure drop,
- harmful phenomena (energy losses generated by dead volume, flow ripple) and possible measures of minimizing them in both mechanisms,
- possible methods of displacement control in both mechanisms, their influence on harmful phenomena and characteristics of the control processes,
- foreseeable features of the machines equipped with cam-driven commutation unit and their comparison with the modern, port-plate equipped, pumps and motors.

In the analyses both numerical and analytical methods were used. The influence of different design parameters (like machine's displacement, commutation window's shape and number of pistons) was also taken into consideration. Laboratory measurements of different pump's efficiency confirmed the results of analyses. In effect, promising targets of future research works on the new cam-driven commutation unit were shown, together with areas of potential use of the new machines.