



**Politechnika  
Poznańska  
Wydział  
Inżynierii  
Mechanicznej**



*Rozprawa doktorska*

**Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa  
o zmiennej wydajności właściwej – budowa i badania**

**mgr inż. Michał Zielinski**

*Promotor:*

**dr hab. inż. Andrzej Gessner**

*Promotor pomocniczy:*

**dr inż. Adam Myszkowski**

Poznań 2023



*Moim rodzicom za wsparcie*





## Spis treści

<b>Streszczenie</b> .....	7
<b>Wykaz ważniejszych oznaczeń</b> .....	9
<b>Wprowadzenie</b> .....	11
<b>1. Mała energetyka wodna</b> .....	13
1.1. Hydroenergetyka.....	13
1.2. Budowa małej elektrowni wodnej.....	16
<b>2. Pompy hydrostatyczne</b> .....	22
2.1. Wprowadzenie .....	22
2.2. Pompy wielotłoczkowe promieniowe.....	27
<b>3. Cel i zakres pracy oraz koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej</b> .....	36
3.1. Cel oraz zakres pracy .....	36
3.2. Koncepcja pompy o zmiennej wydajności właściwej .....	37
<b>4. Budowa, model teoretyczny oraz wyniki badań symulacyjnych pompy</b> .....	41
4.1. Wprowadzenie .....	41
4.2. Budowa pompy .....	41
4.2.1. Budowa części hydrostatycznej pompy.....	42
4.2.2. Budowa mechanizmu zmiany mimośrodowość wraz z układem hamulcowym.	44
4.3. Model teoretyczny pompy .....	44
4.3.1. Model kinematyczny pompy .....	45
4.3.2. Model zjawisk hydraulicznych.....	48
4.3.3. Model zmiany wydajności pompy .....	50
4.4. Badania symulacyjne .....	51
4.4.1. Charakterystyki wydajności pompy .....	51
4.4.2. Badania wpływu długości elementów ramienia reakcyjnego na charakterystyki wydajności pompy.....	53
4.4.3. Badania wpływu kierunku obrotów wału napędowego na charakterystyki wydajności pompy .....	59
4.4.4. Badania symulacyjne wpływu parametrów pracy na charakterystyki wydajności pompy .....	61
4.4.5. Badania symulacyjne pompy podczas zmiany wydajności właściwej.....	65
4.5. Podsumowanie .....	67

<b>5. Stanowisko badawcze i metodyka badań .....</b>	<b>68</b>
5.1. Prototyp pompy .....	68
5.2. Stanowisko badawcze.....	74
5.3. Metodyka badań.....	76
<b>6. Badania eksperymentalne pompy.....</b>	<b>80</b>
6.1. Wprowadzenie.....	80
6.2. Badania wstępne pompy .....	80
6.3. Badania zespołów ssąco-tłoczących pompy .....	85
6.4. Badania eksperymentalne pompy podczas zmiany wydajności właściwej.....	93
6.5. Badania pompy ze stałą nastawą wydajności właściwej .....	96
6.5.1. Wprowadzenie.....	96
6.5.2. Badania wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki.....	97
6.5.3. Badania pompy z zablokowanym mechanizmem zmiany mimośrodowo.....	114
6.5.4. Badania pompy z akumulatorem hydraulicznym w układzie .....	119
6.5.5. Walidacja modelu teoretycznego pompy.....	122
6.5.6. Podsumowanie.....	126
<b>7. Podsumowanie, wnioski i kierunki dalszych badań.....</b>	<b>128</b>
7.1. Podsumowanie .....	128
7.2. Wnioski ogólne .....	129
7.3. Wnioski szczegółowe .....	130
7.4. Kierunki dalszych badań.....	131
<b>Literatura .....</b>	<b>134</b>
<b>Załącznik 1. Sprawność pompy.....</b>	<b>141</b>

## **Streszczenie**

W rozprawie przedstawiono budowę, badania symulacyjne i doświadczalne wraz z ich wynikami, wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej. Elementem służącym do zmiany jej wydajności właściwej jest nowatorski mechanizm zmiany mimośrod. W pierwszych rozdziałach pracy przedstawiono przegląd zagadnień związanych z promieniowymi pompami waporowymi oraz proponowanym zastosowaniem pompy. Następnie omówiono koncepcję pompy, określono cele oraz zakres pracy. Dalej zaprezentowany został jej model teoretyczny wraz z wynikami badań symulacyjnych. Efekty tych prac zostały wykorzystane do opracowania prototypu, stanowiska badawczego oraz przygotowania metodyki badań doświadczalnych. Przedstawione zostały wyniki badań zespołów ssąco-tłoczących, badań pracy kompletnej pompy w trakcie zmiany wydajności właściwej oraz ze stałą jej wartością. Analiza wyników umożliwiła weryfikację poprawności działania prototypu. Przedstawiono możliwość zmniejszenia nierównomierności wydajności pompy dzięki zastosowaniu akumulatora hydraulicznego w układzie. Efektem prac badawczych jest wyznaczenie wpływu parametrów pracy na charakterystyki pompy, zwłaszcza sprawność całkowitą oraz wydajność.

## **Summary**

The dissertation presents the design, simulative and experimental studies, along with their results, of a low-speed variable displacement radial piston pump. The component used to change its displacement is a novel eccentricity change mechanism. The first chapters of the dissertation provide an overview of radial positive displacement pumps and the proposed application of the studied pump. This is followed by a description of the pump concept, defined aims, and the scope of work. The theoretical model is then presented along with the results of simulation studies. The outcome of these studies were used to develop the prototype and test stand, as well as to prepare the methodology for experimental testing. The results of tests of suction-pressure units, tests of the complete pump performance during change of its displacement, and its constant value are presented. Analysis of the results made it possible to verify the correct operation of the prototype. The possibility of reducing the pulsation of pump performance by using a hydraulic accumulator in the system is also presented. The result of the research work is the determination of the effect of the operating parameters on the characteristics of the pump, especially the total efficiency and the flow rate.

## Wykaz ważniejszych oznaczeń

### Litery greckie

$\alpha$	[°]	– Położenie kątowe wału napędowego pompy
$\gamma$	[°]	– Położenie kątowe korby
$\Delta L_i$	[mm]	– Odległość pomiędzy punktem mocowania zespołu w ramie pompy a punktem mocowania tłoczyska zespołu w tarczy łączącej
$\Delta p$	[MPa]	– Przyrost ciśnienia
$\Delta p_{sl}$	[MPa]	– Liniowe straty ciśnienia
$\Delta p_{sm}$	[MPa]	– Miejscowe straty ciśnienia
$\Delta q_{rz}$	[%]	– Odchyłka wydajności właściwej rzeczywistej
$\delta$	[%]	– Współczynnik nierównomierności wydajności
$\eta_c$	[%]	– Sprawność całkowita pompy
$\eta_{hm}$	[%]	– Sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy
$\eta_v$	[%]	– Sprawność objętościowa pompy
$\theta$	[°]	– Pozycja kątowa wału napędowego pompy w momencie rozpoczęcia procesu zmiany wydajności właściwej
$\lambda$	[°]	– Położenie kątowe łącznika
$\omega$	[rad/s]	– Prędkość kątowa wału napędowego

### Litery łacińskie

$A_t$	[mm <sup>2</sup> ]	– Pole powierzchni przekroju poprzecznego komory tłokowej
$A_{t\dot{t}}$	[mm <sup>2</sup> ]	– Pole powierzchni przekroju poprzecznego komory tłoczyskowej
$a$	[mm]	– Długość podstawy (element czworoboku przegubowego)
$b$	[mm]	– Długość wahacza (element czworoboku przegubowego)
$c$	[mm]	– Długość łącznika (element czworoboku przegubowego)
$d$	[mm]	– Średnica komory waporowej
$d_t$	[mm]	– Średnica tłoka zespołu ssąco-tłoczącego
$d_{t\dot{t}}$	[mm]	– Średnica tłoczyska zespołu ssąco-tłoczącego
$E_w$	[GPa]	– Moduł sprężystości przewodu
$e$	[mm]	– Wartość mimośrodów wału napędowego
$e_a$	[mm]	– Chwilowa wartość mimośrodów wału napędowego
$e_k$	[mm]	– Końcowa wartość mimośrodów wału napędowego
$e_{max}$	[mm]	– Maksymalna wartość mimośrodów wału napędowego

$e_p$	[mm]	– Początkowa wartość mimośrodowość wału napędowego
$i$	[–]	– Numer zespołu ssąco-tłoczącego
$l$	[mm]	– Długość przewodu hydraulicznego
$k$	[mm]	– Skok śruby trapezowej
$M$	[N·m]	– Moment obrotowy na wale napędowym napędu pompy
$m$	[–]	– Liczba obrotów wykonanych przez wał napędowy podczas zatrzymania jednej z tarcz mechanizmu
$n$	[obr/min]	– Prędkość obrotowa wału napędowego pompy
$P_h$	[W]	– Moc hydrauliczna
$P_m$	[W]	– Moc mechaniczna
$P_{hwe}$	[W]	– Moc hydrauliczna dostarczona do pompy
$P_{hwy}$	[W]	– Moc hydrauliczna pompy
$P_{mwe}$	[W]	– Moc mechaniczna dostarczona do pompy
$p_p$	[Pa]	– Ciśnienie w kanale tłocznym pompy
$p_t$	[Pa]	– Ciśnienie w kanale ssawnym pompy
$Q$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Wydajność pompy
$Q_\beta$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Wydajność pompy z uwzględnieniem ściśliwości medium hydraulicznego
$Q_a$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Wydajność pompy z uwzględnieniem akumulacji cieczy przez elastyczne przewody hydrauliczne
$Q_n$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Chwilowa wydajność pompy
$Q_t$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Wydajność teoretyczna pompy
$Q_{tw}$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Natężenie przepływu oleju doprowadzonego do pompy
$Q_{rz}$	[dm <sup>3</sup> /min]	– Wydajność rzeczywista pompy
$q_{rz}$	[dm <sup>3</sup> ]	– Wydajność właściwa rzeczywista
$q_t$	[dm <sup>3</sup> ]	– Wydajność właściwa teoretyczna
$r$	[mm]	– Promień nieobciążonego przewodu
$r_p$	[mm]	– Promień elastycznego przewodu hydraulicznego obciążonego ciśnieniem wewnętrznym
$t_n$	[s]	– Czas jednostkowy
$V_n$	[dm <sup>3</sup> ]	– Chwilowa objętość przewodu
$v_{\Delta L_i}$	[m/s]	– Prędkości tłoków zespołów ssąco-tłoczących
$w$	[mm]	– Grubość ścianki przewodu

## Wprowadzenie

Rozwój cywilizacji skłonił ludzkość do poszukiwania możliwych do zagospodarowania źródeł energii. Kolejnym krokiem, po wykorzystaniu siły zwierząt, była eksploatacja energii płynącej wody w środowisku. Duży potencjał tego źródła był już wykorzystywany w kanałach irygacyjnych na terenie Bliskiego i Dalekiego Wschodu od około czwartego tysiąclecia p.n.e. Podobnie akwedukty na terenie Imperium Rzymskiego zaopatrywały w wodę miejsca oddalone od źródeł [1,2]. Koła wodne pozwoliły na zamianę tej energii na energię mechaniczną, ich powstanie datuje się na początek naszej ery [1,2]. Pierwszym, opisanym przez Marcusa Witruwiusza Pollio w 13 roku n.e., urządzeniem tego typu był młyn napędzany kołem wodnym. Według ustaleń historyków urządzenia napędzane przez koła wodne w tym okresie pracowały na obszarze Chin oraz Cesarstwa Rzymskiego, gdzie, oprócz młynów, napędzały tartaki czy miechy w metalurgii [2,3]. Udoskonalone koła wodne były głównym źródłem energii na terenie Europy na początku okresu rewolucji przemysłowej [2,3]. Równolegle trwały prace nad urządzeniami, które miały wymusić ruch wody. Jednym z pierwszych była śruba Archimedesesa datowana na około 3 wiek p.n.e [2-4]. W podobnym okresie powstała pompa Ktesibosa, która była pierwszą pompą tłokową z rozrzędem zaworowym [2-4]. W okresie renesansu prace takich uczonych jak Pascal, Galileusz, Newton i Bernoulli doprowadziły do zdefiniowania podstaw hydrauliki [4]. Za pierwszą maszynę hydrostatyczną uważa się prasę opracowaną przez Josepha Brahma w 1795 roku w Londynie. Od tej pory napędy hydrostatyczne zaczęły mieć coraz większe znaczenie w prężnie rozwijającym się przemyśle [4].

Koncepcja pompy opisanej w tej rozprawie powstała podczas pracy nad projektem pt. „Typoszereg multiplikujących przekładni hydrostatycznych o zmiennym przełożeniu z wolnoobrotowymi pompami wyporowymi do małych elektrowni Wodnych”. Był on prowadzony w latach 2010-2012 w Zakładzie Maszyn Technologicznych Politechniki Poznańskiej [5]. W trakcie tego projektu pracowano nad rozwiązaniem przekładni hydrostatycznych służących do przeniesienia napędu w małych elektrowniach wodnych. Ich głównym elementem jest promieniowa pompa tłokowa o stałej wydajności właściwej. Przekładnia hydrostatyczna dla tych zastosowań miałaby za zadanie przeniesienie napędu z wolnoobrotowego koła wodnego na generator asynchroniczny. Takie elektrownie wodne pracowałyby na cieku wodnym w lokalizacji z małym spadem. Istnieje duży potencjał takich miejsc, lecz często jest on niezagospodarowany [6,7]. Powodem

tego jest niska opłacalność produkcji energii z przepływu wody o parametrach charakterystycznych dla takich warunków hydrologicznych. Rozwiązaniem tego problemu miałyby być właśnie przekładnia hydrostatyczna o zmiennym przełożeniu, dzięki czemu możliwe byłoby utrzymanie prędkości nadsynchronicznej generatora. W efekcie prac nad projektem powstał szereg publikacji poruszających głównie zagadnienia teoretyczne oraz symulacyjne dotyczące tego rozwiązania [8–11]. Po zakończeniu projektu ta tematyka była kontynuowana w zespole, w którego skład wchodzi autor tej pracy doktorskiej [12,13]. W ramach projektu powstało również stanowisko badawcze z prototypami pomp o jednym, trzech oraz pięciu zespołach ssąco-tłoczących. Efekty tego projektu były podstawą prac wykonanych w ramach tej rozprawy.

Pompa, będąca tematem tej pracy, charakteryzuje się modułową budową, jej głównymi elementami są zespoły ssąco-tłoczące. Ich budowa oparta jest na standardowych siłownikach hydraulicznych. Dzięki takiej budowie wpisuje się ona w niskokosztowy charakter układu elektrowni w proponowanym zastosowaniu. Do zmiany wydajności właściwej służy nowatorski mechanizm zmiany mimośrodów. Pozwala on na uzyskanie bezstopniowej zmiany wydajności właściwej pompy w trakcie jej pracy, bez użycia dodatkowego źródła energii. Odbywa się to przez zmianę wartości mimośrodu wału napędowego. Energia potrzebna do tego procesu pochodzi z wału napędowego. Sygnały sterujące inicjowaniem procesu zmiany wydajności właściwej pompy wymagają nieznacznego zapotrzebowania na energię zewnętrzną. Praca badawcza wykonana w ramach tej dysertacji miała na celu sprawdzenie poprawności działania nowego rodzaju pompy waporowej. Cel został osiągnięty poprzez budowę prototypu oraz przeprowadzenie szeregu badań symulacyjnych oraz eksperymentalnych. Istotnymi zjawiskami występującymi podczas pracy pompy były: nierównomierność wydajności oraz samoczynna zmiana mimośrodu. Przeprowadzone badania pozwoliły na wyznaczenie charakterystyk pracy pompy, szczególnie wydajności i sprawności całkowitej.



# 1. Mała energetyka wodna

## 1.1. Hydroenergetyka

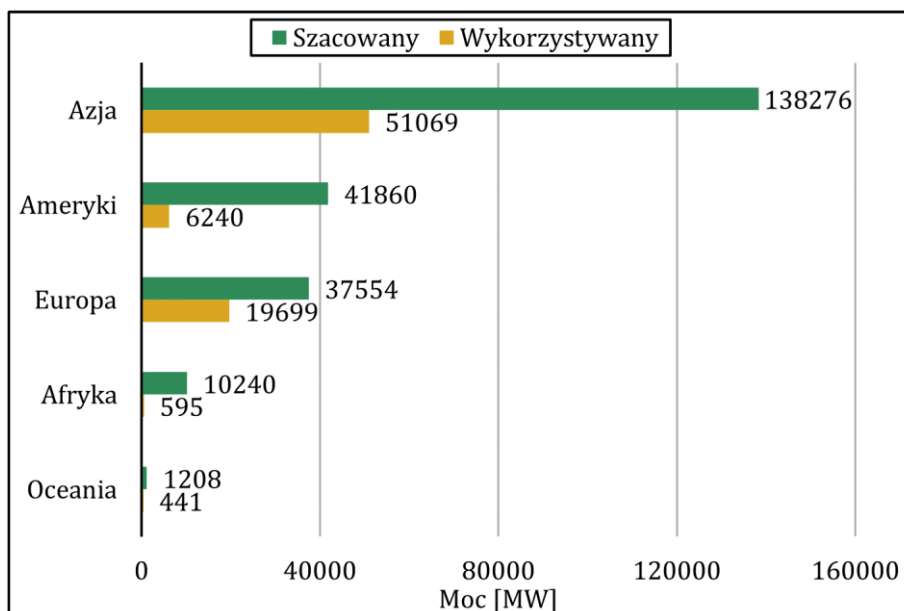
Hydroenergetyka zajmuje się zamianą energii potencjalnej oraz kinetycznej płynącej wody na energię mechaniczną lub elektryczną [14,15]. Miejscami eksploatującymi cieką wodę, gdzie wykonywana jest ta konwersja, są elektrownie wodne. Ze względu na rodzaj i możliwości współpracy z systemem elektroenergetycznym, można je podzielić na [15–20]:

- elektrownie przepływowe – pracujące bezpośrednio na rzece bez regulacji dopływu wody,
- elektrownie na zbiornikach o okresowym regulowaniu przepływu – mające zbiornik zretencjonowanej wody, dzięki któremu możliwe jest dostosowanie produkcji energii do zapotrzebowania, np. w zależności od pory dnia,
- elektrownie w kaskadzie zwartej – szeregowo położone na rzece w takim układzie, że poziom górny kolejnej elektrowni jest poziomem dolnym poprzedniej, tak aby jak najlepiej wykorzystać potencjał rzeki,
- elektrownie pompowe i elektrownie z członem pompowym – pełniące funkcję akumulatorów energii, w czasie małego obciążenia pompują one wodę z dolnego do górnego zbiornika, by następnie wykorzystać ją do produkcji energii elektrycznej w czasie dużego obciążenia sieci.

Moc elektrowni zależy przede wszystkim od natężenia przepływu oraz spadku. Natężenie przepływu jest to objętość wody przepływającej w jednostce czasu. Spadek elektrowni wodnej w danej lokalizacji to różnica pomiędzy poziomem wody dolnej i górnej, czyli za i przed elektrownią. Brakuje jednolitego podziału elektrowni ze względu na spadek, lecz jako niski można przyjąć spadek poniżej 30 m [15,17,19]. Moc elektrowni jest ważnym kryterium ich podziału i różni się w zależności od źródła literaturowego oraz kraju. W większości jako górną granicę dla małych elektrowni wodnych (MEW) przyjmuje się moc 10 MW, w Polsce 5 MW [14,15,17,20].

Według raportu Światowej Rady Energetycznej (World Energy Council) hydroenergetyka odpowiada za 71% energii elektrycznej produkowanej z odnawialnych źródeł. Zainstalowana moc wynosi 1064 GW, co przekłada się na 16,4% udziału hydroenergetyki w światowej produkcji energii (dane na 2016 rok) [21]. Istnieje jeszcze duży potencjał do zagospodarowania, szczególnie w obszarze małej energetyki wodnej.

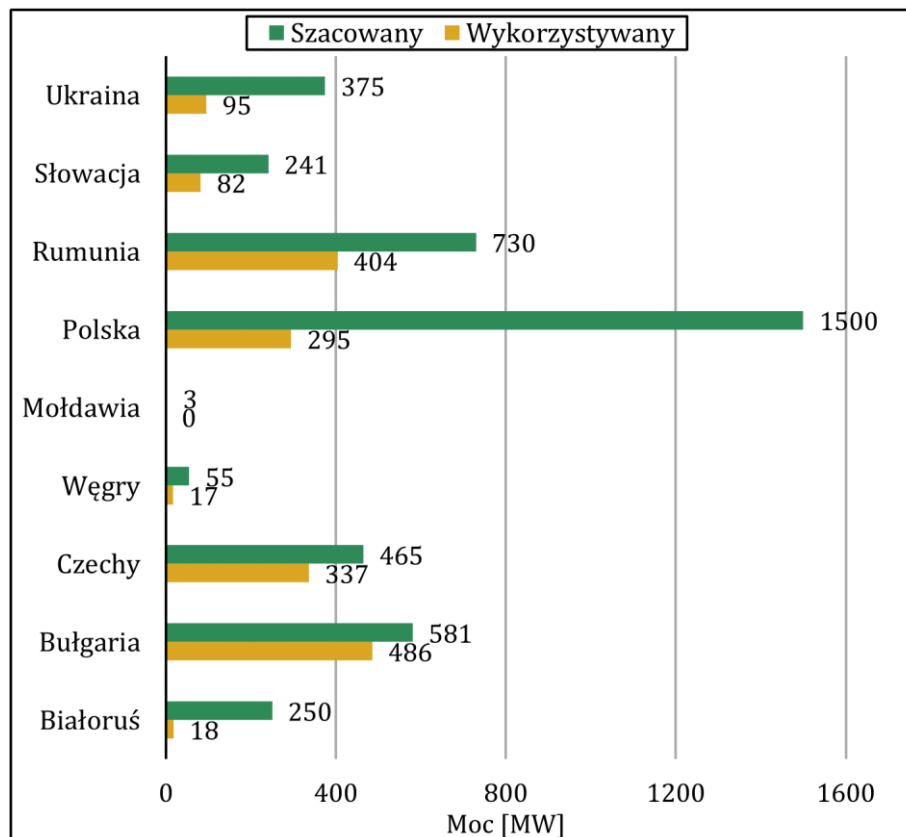
Według danych z raportu World Small Hydropower Development Report 2019, zaprezentowanego przez Organizację Narodów Zjednoczonych do spraw Rozwoju Przemysłowego (UNIDO), obecnie na świecie wykorzystuje się 78044 MW z szacowanych dostępnych 151094 MW (52%, dane z roku 2019). Na rysunku 1 zaprezentowano zainstalowaną oraz szacowaną dostępną moc małej energetyki wodnej na świecie [22].



Rysunek 1. Potencjalna i wykorzystywana moc małej energetyki wodnej na kontynentach (opracowano na podstawie [22])

Zagospodarowanie dostępnego potencjału może pozwolić na zmniejszenie produkcji energii z paliw kopalnych. Jest to istotne ze względu na postępujące globalne ocieplenie. Dużym stosunkiem mocy wykorzystywanej do potencjalnej, według wykresu z rysunku 1, charakteryzuje się Europa. Wynik ten zawyża jej Zachodnią część, gdzie zagospodarowano około 85% potencjału. [22]. W Europie Wschodniej ten stosunek jest znacznie mniejszy i wynosi około 44% (1903 z 4370 MW) [22]. Szczegółowe dane dla tego regionu przedstawiono na rysunku 2. Wynika z nich, że wskaźnik wykorzystania potencjału małej energetyki wodnej w Polsce jest stosunkowo niski i wynosi około 20%. Zagospodarowano 295 z szacowanych potencjalnych 1500 MW mocy MEW [22]. Wiąże się to z dużą liczbą istniejących lokalizacji dla MEW na rzekach z małym spadem. Zostały one zidentyfikowane oraz opisane między innymi w ramach projektu RESTOR Hydro [6]. Są to w głównej mierze miejsca ze spadem na rzekach, gdzie historycznie wykorzystywana była energia wody. W opisanych lokalizacjach istniały najczęściej spiętrzenia, na których pracowały koła wodne jako silniki wodne, np. zasilające młyny

bądź elektrownie wodne [6,7,23]. Według analiz przeprowadzonych w ramach projektu RESTOR Hydro, w Polsce zostały zlokalizowane 8554 takie miejsca [6].



Rysunek 2. Potencjalna i wykorzystywana moc małych elektrowni wodnych w Europie Wschodniej (opracowano na podstawie [22])

Lokalizacje z niskim spadem pomijane są często ze względu na aspekty środowiskowe, tj. konieczną przebudowę hydrologiczną rzeki oraz nieopłacalność budowy elektrowni z szybkoobrotową turbiną w takim miejscu. Alternatywą w tej sytuacji jest budowa MEW z kołem wodnym. Najważniejsze zalety budowy takiej elektrowni przedstawiono w poniższych punktach [24–28].

- Mniejsze potrzebne nakłady finansowe, co przekłada się na szybszy zwrot inwestycji. Jest to związane z wykorzystaniem istniejącej wcześniej, często historycznej, zabudowy hydrologicznej.
- Mniejsza ingerencja w środowisko naturalne, niż wynikająca z konieczności przebudowy rzeki, w celu dostosowania jej do pracy elektrowni z szybkoobrotową turbiną.
- Koła wodne są bardziej przyjazne dla zwierząt wodnych, co wynika z mniejszej prędkości obrotowej oraz mniejszej objętości łopat.

- Możliwość decentralizacji produkcji, a także jej produkcji w słabo zelektryfikowanych miejscach.
- Zachowanie dziedzictwa historycznego oraz kulturowego, jakim jest zastosowanie kół wodnych do zasilania maszyn.

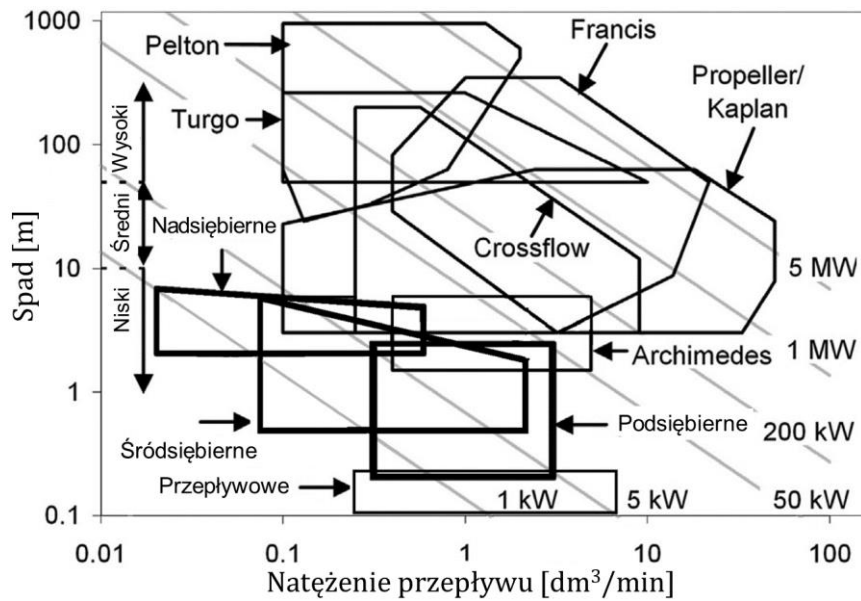
Produkcja energii w miejscach z niskim spadem pozwoliłaby na zwiększenie udziału energii produkowanej z odnawialnych źródeł. Pogarszająca się sytuacja klimatyczna i związane z tym ograniczenia w produkcji energii poprzez spalanie paliw skłaniają do zagospodarowania tego potencjału. Mimo znacznego rozproszenia, potencjał ten jest duży. Wiąże się on jednak z budową wielu instalacji o mniejszej mocy celem zwiększenia procentowego udziału małej energetyki wodnej w miksie energetycznym.

## **1.2. Budowa małej elektrowni wodnej**

Koła wodne są rodzajem silnika wodnego, czyli urządzenia służącego do zamiany energii płynącej wody na energię mechaniczną lub elektryczną. Są to najstarsze urządzenia tego typu, a z upływem lat wyewoluowały z nich turbiny szybkoobrotowe. Poniżej przedstawiono podział silników wodnych ze względu na charakterystykę konwersji energii [14,18,24,27,29].

- Turbiny reakcyjne – dochodzi w nich do zamiany energii ciśnienia strumienia cieczy napędzającego turbinę na energię mechaniczną wirnika. Przykłady to turbiny Francisa oraz Kaplana.
- Turbiny akcyjne – dochodzi w nich do zamiany energii kinetycznej strumienia cieczy napędzającego turbinę na energię mechaniczną wirnika. Przykłady to turbiny Turgo oraz Peltona.
- Hydrostatyczne konwertery ciśnienia (tłumaczenie autora, ang. Hydraulic pressure converters [24]) – dochodzi w nich do zamiany siły hydrostatycznej działającej na łopaty wirnika na energię mechaniczną. Przykłady to koła wodne grawitacyjne takie jak podsiębierne, nadsiębierne i śródsiębierne oraz śruba Archimedesesa.

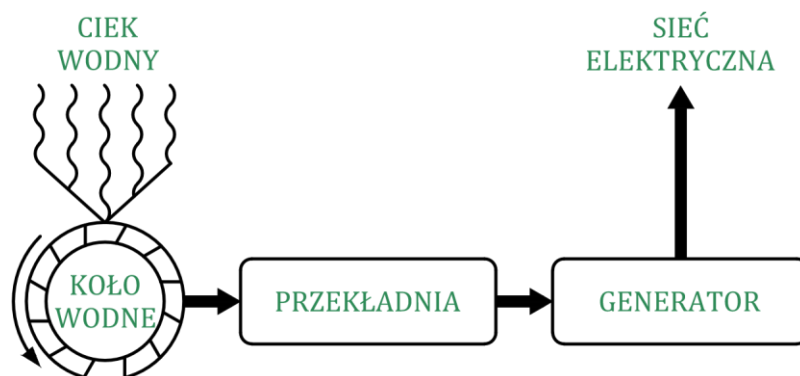
Zastosowanie odpowiedniego rodzaju silnika wodnego zależy przede wszystkim od parametrów hydrologicznych w danej lokalizacji, czyli spadcu oraz natężenia przepływu. Wykres z rysunku 3 przedstawia zastosowanie najpopularniejszych silników wodnych w zależności od dostępnych parametrów cieku wodnego [24,27].



Rysunek 3. Zastosowanie silników wodnych ze względu na parametry cieku wodnego (opracowano na podstawie [24,27])

Z wykresu przedstawionego na rysunku 3 wynika, że w przypadku niskiego spadku oraz niskiego natężenia przepływu zastosowanie mają koła wodne o osi poziomej. Można je podzielić na następujące rodzaje [14,24,26,27]:

- nadsiębierne – poziom wody służącej do zasilania znajduje się powyżej wysokości koła,
- śródsiębierne – poziom wody służącej do zasilania znajduje się w okolicy poziomej osi symetrii koła,
- podsiębierne – poziom wody służącej do zasilania znajduje się poniżej poziomej osi symetrii koła,
- przepływowe – koło wodne pracujące bez lub z bardzo małym spiętrzeniem wody, czyli bezpośrednio na cieku wodnym.



Rysunek 4. Schemat MEW napędzanej kołem wodnym

Schemat blokowy MEW napędzanej kołem wodnym przedstawiono na rysunku 4. Ciek wodny napędza koło wodne zamieniające energię płynącej wody na energię mechaniczną. Dalej przez przekładnię napęd przekazywany jest do generatora połączonego z siecią elektryczną. W nim odbywa się zamiana energii mechanicznej na elektryczną.

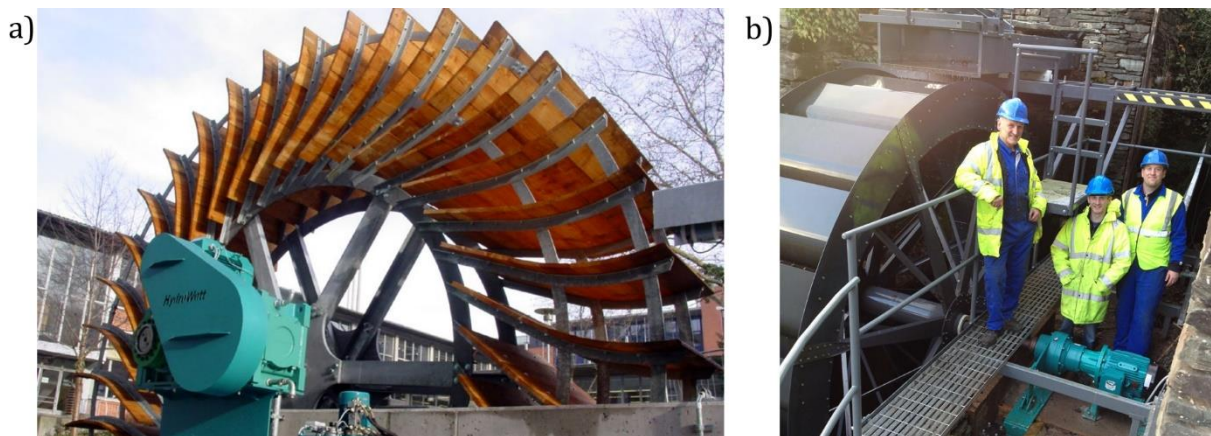
Praca generatora elektrowni zależy od parametrów cieku wodnego oraz koła wodnego, a także od zastosowanej przekładni (rysunek 4). Koła wodne są silnikami wodnymi wolnoobrotowymi, ich prędkość obrotowa zależy przede wszystkim od typu, parametrów technicznych oraz pracy. Najczęściej znajduje się w przedziale od 5 do 30 obr/min [24,26,28,30,31]. W MEW stosowane są dwa typy generatorów. Pierwszy to generator synchroniczny mający zazwyczaj wirniki z biegunami wydatnymi. Jego uzwojenie zasila prąd stały i stanowi magneśnicę prądnicy, a wirnik (stojan) posiada uzwojenie trójfazowe, z którego energia elektryczna odprowadzana jest do sieci [14,16–18]. Drugim typem są generatory asynchroniczne. Zazwyczaj są to standardowe klatkowe silniki indukcyjne. Pobierają one prąd magnesujący z zewnętrznego źródła (z sieci lub z baterii kondensatorów) i w przypadku, gdy wirnik obraca się z prędkością nadsynchroniczną (w stosunku do wirującego pola), generator przechodzi w pracę prądnicową i oddaje moc czynną do sieci [14,16–18]. Ze względu na niskokosztowy charakter MEW z kołem wodnym, bardziej korzystnym rozwiązaniem jest generator asynchroniczny. Musi on jednak pracować z prędkością nadsynchroniczną. Zależy ona od liczby biegunów uzwojenia stojana oraz częstotliwości głównej (w Polsce w sieci wynosi ona 50 Hz). Typowe prędkości synchroniczne dla standardowych silników wynoszą 750; 1500 oraz 3000 obr/min [14,16–18].

Niska prędkość obrotowa koła wodnego wymusza zastosowanie przekładni multiplikującej w układzie MEW z takim silnikiem wodnym. Do przeniesienia napędu z koła wodnego od dawna używane były różne przekładnie. Były to mechanizmy takie jak krzywki, korby, a także przekładnie zębate, początkowo z drewnianymi kołami zębatymi [2,32,33]. Układy takie służyły do przeniesienia napędu z koła wodnego na kamienie młyńskie [2,32], miechy [33] oraz, w późniejszym okresie, urządzenia innego typu, np. walcarki [32] czy maszyny do produkcji tkanin [2]. W ramach rewolucji przemysłowej, której początek określa się na koniec XVIII wieku, rozpoczęto zamianę energii wody na energię elektryczną [2]. W takim przypadku istnieją różne możliwości połączenia wałów silnika wodnego z generatorem. Najprostszym rozwiązaniem jest zastosowanie bezpośredniego połączenia wałów poprzez sprzęgło sztywne lub elastyczne [16,18].

Rozwiązanie to nie nadaje się do zastosowania w MEW z wolnoobrotowym kołem wodnym i generatorem asynchronicznym. W takim przypadku stosowane są przekładnie multiplikujące [16,18,34]:

- zębate walcowe lub stożkowe, najczęściej wielostopniowe,
- planetarne,
- pasowe z pasem płaskim lub klinowym.

W większości przypadków stosuje się wyżej wymienione przekładnie w układzie szeregowym w celu osiągnięcia odpowiedniego przełożenia. Przykładem takiego rozwiązania jest elektrownia napędzana kołem wodnym typu Zuppinger z przekładnią stopniową złożoną z przekładni zębatej (brak danych o typie przekładni oraz jej przełożeniu) oraz przekładni pasowej pracującej w układzie z generatorem asynchronicznym firmy HydroWatt. Jej widok przedstawiono na rysunku 5a [35]. Innym przykładem zastosowania przekładni w MEW z kołem wodnym jest elektrownia opracowana przez firmę Smith Engineering napędzana kołem wodnym nadsiębiernym z przekładnią planetarną o przełożeniu 177:1. Jej widok przedstawiono na rysunku 5b [36].

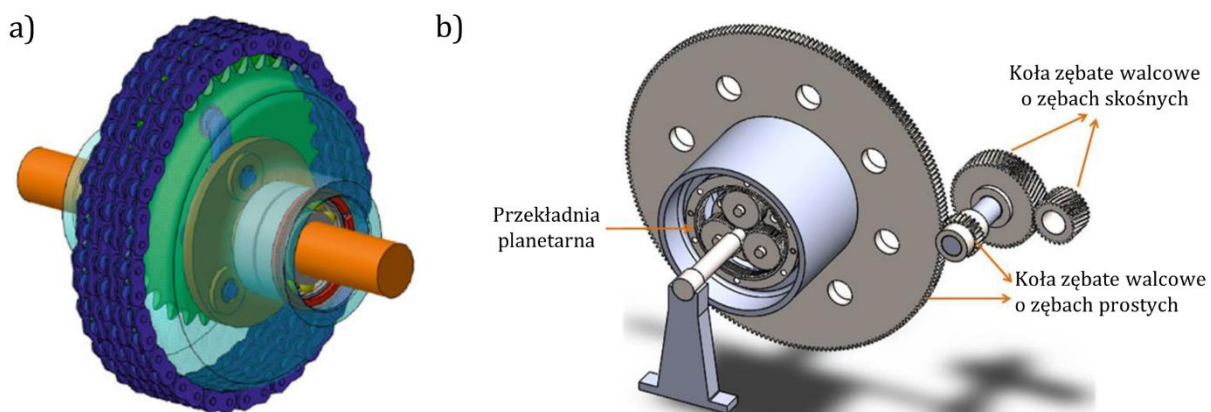


Rysunek 5. MEW z różnymi typami przekładni: a) elektrownia z przekładnią zębatą oraz pasową [35], b) elektrownia z przekładnią planetarną [36]

Te rozwiązania są przykładami aplikacji przekładni w komercyjnych MEW, oddanych do użytku w ostatnim czasie. Problematykę przeniesienia napędu w MEW porusza się w małej liczbie publikacji naukowych. Zagadnienie to jest zobrazowane wynikami przedstawionymi w pracy [37]. Opisano w niej wpływ renowacji układu przeniesienia napędu: wymieniono przekładnię dwustopniową, w skład której wchodziła przekładnia zębata oraz pasowa, na nową przekładnię jednostopniową pasową. Pozwoliło to na prawie trzykrotne zwiększenie produkcji energii (z około 66 na 180 MWh/rok) [37]. Istotę przełożenia w napędach mikroelektrowniach wodnych omówiono



w szeregu prac naukowych [38–41], w których przedstawiono przekładnie w różnych układach służących do produkcji energii. W literaturze nie brakuje również propozycji nowych rozwiązań. Jednym z przykładów jest Planetary Speed Increaser (Rysunek 6a). Przekładnia ta składa się z łańcuchowego zestawu planetarnego oraz sprzęgła Schmidta. Wyniki jej badań eksperymentalnych podczas pracy z turbiną typu Turgo oraz generatorem zaprezentowano w publikacji [42]. Kolejnym nowym rozwiązaniem jest przekładnia planetarna precesyjna typu K-H-V z satelitami rozmieszczonymi promieniowo [43]. Bhargav z zespołem [44] przedstawili przekładnię planetarną z możliwością kontroli prędkości oraz kierunku obrotów koła zewnętrznego przekładni za pomocą dodatkowego napędu (Rysunek 6b). Pozwala to na utrzymanie stałej prędkości obrotowej generatora. Inną metodę przeniesienia napędu z koła wodnego na generator stanowi zastosowanie przekładni ciernej [45]. W takim układzie kołem napędzającym jest zewnętrzna bieżnia koła wodnego a napędzanym dodatkowe koło cierne o znacznie mniejszej średnicy, co przynosi uzyskanie wysokiego przełożenia.



Rysunek 6. Przekładnie dedykowane MEW: a) Planetary Speed Increaser [42], b) zmodyfikowana przekładnia planetarna [44]

Istnieje duże podobieństwo między elektrowniami wodnymi a wiatrowymi. Tak jak w elektrowniach wodnych energia płynącej wody przekształcana jest na energię elektryczną, tak w wiatrowych ruch powietrza – wiatr, napędza generator poprzez turbinę wiatrową. Z mniejszej gęstości powietrza wynikają różnice w budowie turbin oraz charakterystyce ich działania. Budowa takiej elektrowni zbliżona jest do elektrowni wodnej, układ przekładni również pełni w niej istotną rolę. Najczęściej stosowane są: przekładnie zębate jedno i wielostopniowe, planetarne, bezpośrednie połączenie wału turbiny z generatorem lub przekładnie hydrauliczne [46–48]. W tym przypadku większy wpływ na pracę generatora mają wahania prędkości wiatru, co przekłada się na duże



korzyści płynące ze stosowania przekładni o zmiennym przełożeniu [49,50]. Ważnymi czynnikami w doborze oraz projektowaniu takich rozwiązań jest zmniejszenie kosztów budowy i obsługi, a także sprawność układu. Z tych powodów w energetyce wiatrowej pojawiają się nowatorskie rozwiązania. W literaturze można znaleźć wyniki badań przekładni hydraulicznych [48,51–53], w których czynnikiem roboczym może być woda, pochodząca z morza [53], jak i olej hydrauliczny. Istnieją także rozwiązania hybrydowe, czyli połączenie przekładni mechanicznej z hydrostatyczną [48]. W przypadku elektrowni wiatrowej istotnymi zaletami zastosowania takiej przekładni są: zmniejszenie ciężaru gondoli, dzięki mniejszej masie całej przekładni, możliwość przeniesienia części osprzętu na ziemię oraz mniejsza awaryjność niż przekładni mechanicznych [51]. Układy hydrauliczne w układach przeniesienia napędu w elektrowniach wykorzystujących energię odnawialne mogą również pełnić funkcję sterującą. Przykład takiego rozwiązania stanowi zastosowanie siłownika elektro-hydraulicznego do sterowania przełożeniem przekładni CVT w elektrowni wiatrowej [54].

Ze względu na budowę oraz charakterystykę pracy zbliżone wymagania stawiane są również przekładniom w elektrowniach pływowych. Działają one podobnie jak elektrownie wodne oraz wiatrowe, lecz czynnikiem napędzającym turbinę są przypływy i odpływy – ruch wody wywołany działaniem sił grawitacyjnych między Ziemią, Księżycem oraz Słońcem w rejonach przybrzeżnych mórz i oceanów z odpowiednio wysokimi prądami [55–57]. W porównaniu z elektrowniami wiatrowymi, napęd w takich elektrowniach charakteryzuje się mniejszą prędkością obrotową oraz większym momentem obrotowym [55,56]. Również w przypadku tych jednostek, kluczowym elementem jest przekładnia. Stosowane technologie wyewoluowały z elektrowni wiatrowych, lecz są mniej zaawansowane [56–58]. Najczęściej stosuje się w nich przekładnie zębate planetarne, najczęściej dwu- lub trzy-stopniowe. Ich główna wada to duża awaryjność, która zmusza do poszukiwania innych rozwiązań [58,59]. W przypadku tego rodzaju urządzeń alternatywą są przekładnie hydrauliczne, magnetyczne lub bezpośrednie połączenie wału turbiny z generatorem [58]. Podobnie jak w elektrowniach wiatrowych występują przekładnie hydrostatyczne [55] i przekładnie hybrydowe będące połączeniem przekładni hydraulicznej z mechaniczną [59]. Dzięki przekładniom magnetycznym można zmniejszyć hałas oraz wibracje, a także zredukować zakres czynności obsługowych. Bezpośrednie połączenie pozwala na wyeliminowanie przekładni z układu, ale powoduje zwiększenie średnicy elementów, co może skutkować zaburzeniami przepływu [58].

## 2. Pompy hydrostatyczne

### 2.1. Wprowadzenie

Napęd hydrauliczny charakteryzuje się wykorzystaniem cieczy do przeniesienia energii. Ciecz, którą może być woda lub olej mineralny, jest w tym przypadku nośnikiem przenoszącym energię z generatora do odbiornika. Napędy hydrauliczne można podzielić na dwa rodzaje [60–63]:

- hydrostatyczne – główną składową przenoszanej energii jest energia ciśnienia cieczy, urządzenia o tym rodzaju napędów nazywa się wyporowymi,
- hydrokinetyczne – główną składową przenoszanej energii jest energia kinetyczna cieczy, urządzenia o tym rodzaju napędów nazywa się wirowymi.

Niniejsza rozprawa doktorska dotyczy pompy wyporowej, czyli pracującej w układzie hydrostatycznym. Pompa jest urządzeniem zamieniającym energię mechaniczną (silnika elektrycznego, spalinowego lub, jak w przypadku pompy opisanej w tej pracy, silnika wodnego) na energię ciśnienia strumienia cieczy hydraulicznej. Najbardziej istotnymi zaletami układów hydrostatycznych są [60–63]:

- wysoka wydajność energetyczna urządzeń hydrostatycznych z jednostki masy lub objętości,
- prosta kontrola obciążenia dzięki czujnikom ciśnienia oraz ograniczenie maksymalnego obciążenia poprzez zastosowanie zaworów przelewowych,
- możliwe do uzyskania wysokie, bezstopniowe przełożenie w stosunkowo prosty sposób,
- przenoszenie napędu na znaczne odległości (biorąc pod uwagę straty spowodowane przepływem cieczy przez układ),
- możliwość swobodnego ułożenia elementów układu, pompy oraz silnika lub siłownika dzięki zastosowaniu przewodów elastycznych,
- dobre własności rozruchowe, mała bezwładność elementów, co umożliwia dokonywanie szybkich i częstych zmian obciążenia,
- łatwość automatyzacji,
- możliwość rozgałęzienia mocy, jeden zasilacz hydrauliczny może służyć do zasilania kilku odbiorników,
- stosunkowo prosta zamiana ruchu obrotowego na prostoliniowy,

- dostępne seryjnie produkowane katalogowe elementy, z których można budować układy hydrostatyczne,
- samosmarowość układu dzięki olejowi mineralnemu stosowanemu jako medium hydrauliczne.

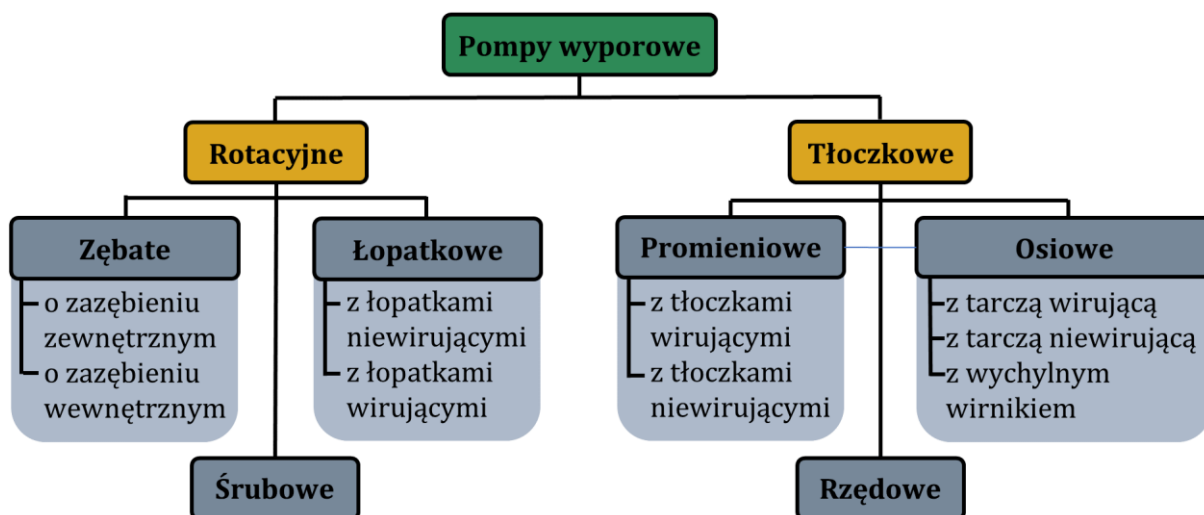
Do wad układów hydrostatycznych należą [60–63]:

- konieczność utrzymania wysokich parametrów cieczy hydraulicznej, temperatury podczas pracy oraz filtrowanie zanieczyszczeń, które są bardzo szkodliwe dla elementów układu,
- niższa sprawność układów hydraulicznych w porównaniu z mechanicznymi ze względu na straty związane z przepływem cieczy przez układ oraz przewody, szczególnie niska występuje w przypadku sterowania dławieniowego,
- wycieki oleju z układów zanieczyszczające miejsce pracy,
- hałaśliwość,
- wysokie wymagania w stosunku do precyzji wykonania części urządzeń hydraulicznych celem maksymalnego ograniczenia przecieków.

Ważną częścią każdego układu hydraulicznego jest zastosowana w nim ciecz będąca nośnikiem energii. Ze względu na jej wpływ na pracę układu hydraulicznego należy ją traktować jako element konstrukcji. Najczęściej stosuje się oleje mineralne, a ich zadaniem w układzie jest również smarowanie podzespołów. Parametry, którymi powinna cechować się ciecz hydrauliczna to: mała ściśliwość, mały wpływ temperatury na lepkość, duże ciepło właściwe, dobra przewodność cieplna, mała rozszerzalność, niska temperatura krzepnięcia oraz wysoka temperatura zapłonu. Ze względów konstrukcyjnych istotne jest również, aby zastosowana ciecz hydrauliczna była obojętna chemicznie w stosunku do elementów układu, a w szczególności uszczelnień. Istotna jest także trwałość chemiczna oraz odporność na pienienie i utlenianie [61–63].

Pompa wyporowa pracująca w układzie hydrostatycznym zbudowana jest z komór, w których pracują różnego rodzaju elementy wyporowe. W pierwszej fazie pracy ciecz jest zasysana a następnie tłoczona do układu. Różnica pomiędzy pompami wyporowymi a wirowymi polega na tym, że w pompach wyporowych przestrzeń tłoczna jest szczelnie oddzielona od ssawnej. Z tego względu szczególne wymagania stawiane są uszczelnieniom oraz dokładności wykonania części pompy, w celu zminimalizowania jej przecieków wewnętrznych. Przekładają się one na sprawność pompy, a co za tym idzie całego układu hydrostatycznego. W wyniku tego teoretyczna objętość cieczy tłoczonej

przez pompę podczas jednego obrotu, zależy od objętości jej wszystkich komór wyporowych. Elementy wyporowe pomp hydrostatycznych mogą poruszać się ruchem obrotowym, postępowo-zwrotnym lub mieszanym. Pompy, w których ta objętość jest stała, nazywa się pompami o stałej wydajności, a te w których zmienna pompami o zmiennej (nastawnej) wydajności. Kolejne kryterium podziału pomp to budowa ich elementów wyporowych. Dzieli się je na pompy rotacyjne oraz tłoczkowe. Szczegółowy podział przedstawiono na rysunku 7 [60–63].



Rysunek 7. Podział pomp wyporowych (opracowano na podstawie [63])

Parametrem charakterystycznym dla każdej pompy jest jej wydajność właściwa  $q$ , czyli objętość cieczy przetłoczonej przez pompę podczas jednego obrotu wału napędowego. Wydajność właściwą teoretyczną  $q_t$  oblicza się na podstawie wymiarów geometrycznych komór roboczych, przy założeniu braku strat objętościowych w pompie oraz innych zjawisk mających wpływ na jej wydajność. Wydajność właściwa rzeczywista  $q_{rz}$  wyznaczana jest na podstawie otrzymanej podczas badań eksperymentalnych pompy charakterystyki przepływowej i ma na nią wpływ szereg zjawisk, takich jak: ściśliwość cieczy, odkształcenie komór i elementów pompy, przecieki oraz wpływ temperatury na układ [60–63].

Na podstawie wydajności właściwej można obliczyć wydajność pompy  $Q$ , którą stanowi objętość cieczy tłoczonej przez nią w czasie. Wydajność opisuje iloczyn wydajności właściwej pompy, prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę  $n$  oraz parametru nastawy pompy  $\varepsilon$ . W zależności od tego czy obliczana jest wydajność teoretyczna, czy rzeczywista, należy do obliczeń podstawić wydajność właściwą teoretyczną lub rzeczywistą. Współczynnik nastawy to wielkość bezwymiarowa i dla

pomp o zmiennej wydajności właściwej przyjmuje wartości od 0 do 1 a dla pomp o stałej wydajności właściwej 1. Poniżej przedstawiono równanie służące do obliczenia wydajności pompy [60–63]:

$$Q_{rz} = \varepsilon q_{rz} n, \quad (1)$$

gdzie:  $Q_{rz}$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność rzeczywista pompy,  $\varepsilon$  – współczynnik nastawy pompy,  $q_{rz}$  [dm<sup>3</sup>] – wydajność rzeczywista pompy,  $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału napędowego pompy.

Kolejny parametr to ciśnienie. W przypadku pomp najczęściej podawany jest przyrost ciśnienia, czyli różnica pomiędzy ciśnieniem w kanale ssawnym a ciśnieniem w kanale tłocznym pompy. Wyznacza się go według poniższego równania (2) [60–63]:

$$\Delta p = p_p - p_t, \quad (2)$$

gdzie:  $p_p$  [MPa] – ciśnienie w kanale tłocznym pompy,  $p_t$  [MPa] – ciśnienie w kanale ssawnym pompy.

Znając powyższe parametry pompy można obliczyć moment obrotowy teoretyczny (czyli bez uwzględnionych strat) na wale napędowym pompy za pomocą równania (3) [60–63]:

$$M_t = \frac{\varepsilon q_{rz} \Delta p}{2\pi}. \quad (3)$$

Moc pompy wyporowej wyznacza się za pomocą równania (4). Dla pompy idealnej, czyli nie uwzględniając strat w układzie, moc dostarczona do pompy równa jest mocy oddanej przez pompę. Moc dostarczona do pompy to moc mechaniczna napędu równa iloczynowi momentu obrotowego i prędkości obrotowej. Moc oddana przez pompę to moc hydrauliczna, która równa jest iloczynowi wydajności pompy oraz przyrostu ciśnienia [60–63].

$$P = Mn = Q\Delta p. \quad (4)$$

Sprawność pompy zależy od strat wynikających z parametrów pracy oraz jej budowy. Straty występujące w pompie wyporowej dzieli się na dwa rodzaje: objętościowe i hydrauliczno-mechaniczne. Straty objętościowe związane są z przeciekami występującymi w pompie. Zależą przede wszystkim od szczelin pomiędzy elementami wyporowymi. Wpływ na nie mają kształt i wielkość tych szczelin. Na straty objętościowe mają również wpływ zjawiska związane z występowaniem wysokiego ciśnienia: ściśliwość cieczy oraz odkształcenie elementów pompy. Wzrost ciśnienia w pompie prowadzi do zwiększenia stopnia występowania tych zjawisk, ale także do wzrostu

przepływu przez szczeliny (zwiększenie różnicy ciśnień). Kawitacja występująca po stronie ssawnej przyczynia się do zmniejszenia ilości oleju zasysanego przez nią, w związku z czym mniejsza ilość oleju jest tłoczona. Wydajność rzeczywista pompy to wydajność teoretyczna pomniejszoną o straty objętościowe pompy. Podobnie jest z wydajnością właściwą, która dotyczy jednego obrotu. Sprawność objętościową pompy przedstawia równanie (5) [61–63]:

$$\eta_V = \frac{Q_{rz}}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t}, \quad (5)$$

gdzie:  $Q_t$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność teoretyczna pompy,  $\Delta Q$  [dm<sup>3</sup>/min] – straty objętościowe.

Drugą grupą strat występujących w pompach wyporowych, są straty hydrauliczno-mechaniczne. Niektóre źródła [62] opisują je jako osobne grupy: hydrauliczne i mechaniczne. Ze względu na skomplikowany proces wyznaczania tych strat oraz na eksperymentalny charakter tej pracy nie będą one rozpatrywane osobno. Straty hydrauliczno-mechaniczne są związane z pracą maszyny, jaką jest pompa. Zaliczają się do nich straty związane z tarcieniem występującym w węzłach łożyskowych maszyny, węzłach uszczelniających oraz tarcieniem występującym pomiędzy współpracującymi elementami pompy. Większość strat z tej grupy związana jest z konstrukcją pompy. Oddziaływanie na nie ma między innymi wydajność właściwa. Istotny wpływ na straty mechaniczne ma przyrost ciśnienia w pompie, który powoduje zwiększenie obciążenia napędu. Również nie bez znaczenia są parametry zastosowanej cieczy hydraulicznej, wpływającej szczególnie na tarcie między elementami. Część hydrauliczna strat hydrauliczno-mechanicznych to straty związane z przepływem medium roboczego od części ssawnej przez komory wyporowe do części tłocznej. Wpływ na nie ma budowa wewnętrzna pompy, kształt i rozmiar kanałów oraz jakość ich powierzchni. Na podstawie momentów obrotowych rzeczywistego i teoretycznego można wyznaczyć sprawność hydrauliczno-mechaniczną. Moment obrotowy rzeczywisty, potrzebny do pracy pompy, jest to suma momentu obrotowego teoretycznego (równanie (3)) oraz momentu strat  $\Delta M$ . Zależność tą zaprezentowano w równaniu (6) [61–63]:

$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{M_{rz}} = \frac{M_t}{M_t + \Delta M}, \quad (6)$$

gdzie:  $M_{rz}$  [N·m] – moment rzeczywisty,  $\Delta M$  [N·m] – moment strat.

Sprawność całkowita pompy jest stosunkiem mocy oddanej przez nią, czyli mocy hydraulicznej, oraz mocy doprowadzonej do niej, czyli mocy mechanicznej przekazanej

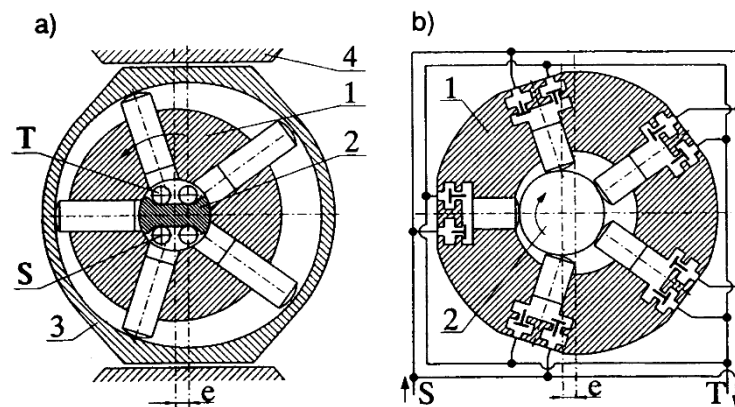
przez napęd. Można ją także zapisać jako iloczyn sprawności objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej. Zależności te opisano równaniem (7) [61–63]:

$$\eta_c = \frac{P_h}{P_m} = \eta_v \eta_{hm}, \quad (7)$$

gdzie:  $P_h$  [W] – moc hydrauliczna,  $P_m$  [W] – moc mechaniczna.

## 2.2. Pompy wielotłoczkowe promieniowe

Pompy wielotłoczkowe promieniowe są odmianą pomp wyporowych tłoczkowych (rysunek 7). Zasada ich działania polega na zamianie ruchu obrotowego napędu pompy na ruch posuwisto-zwrotny elementów wyporowych, czyli tłoczków. Tłoczki wraz z komorami, w których pracują, mają kształt cylindryczny. Gwarantuje to dużą szczelność takiej pompy, ze względu na możliwość dokładnego wykonania oraz spasowania współpracujących elementów. Taka budowa przekłada się na wysokie maksymalne ciśnienia i wysoką sprawność objętościową [60–64]. Pompy o tej budowie składają się z promieniowo rozmieszczonych komór wyporowych, których osie są prostopadłe do osi wału napędowego pompy. Podczas pełnego cyklu pracy (w przypadku standardowych pomp jest to jeden obrót wału napędowego) zasysają one ciecz roboczą ze zbiornika i w drugiej fazie cyklu tłoczą ją do układu hydrostatycznego. Ze względu na budowę można podzielić je na pompy: z zewnętrznym podparciem tłoczków (Rysunek 8a) oraz z wewnętrznym podparciem tłoczków (Rysunek 8b).



Rysunek 8. Rodzaje pomp wielotłoczkowych promieniowych: a) z zewnętrznym podparciem tłoczków: 1 – blok cylindrowy, 2 – czoł, 3 – bieżnia, 4 – korpus, b) z wewnętrznym podparciem tłoczków: 1 – blok cylindrowy, 2 – wał napędowy, T – przestrzeń tłoczna pompy, S – przestrzeń ssawna pompy, e - mimośrodowość [62]

Przykład pompy wielotłoczkowej z zewnętrznym podparciem tłoczków (nazywanych również pompami wielotłoczkowymi o wirujących tłoczkach [63])

przedstawiono na rysunku 8a. Ruch tłoczków w komorach wymusza ruch obrotowy wirnika, którym jest blok cylindrowy (1), względem nieruchomego czopa (2) oraz obudowy z bieżnią wewnętrzną tłoczków (3). W przypadku pomp tego typu zmianę wydajności właściwej, czyli zmianę mimośrodowości wału napędowego  $e$ , można uzyskać poprzez odsunięcie obudowy (3) od korpusu pompy (4). Powoduje to zmianę odległości pomiędzy środkami symetrii czopa (2) i obudowy (3). Konstrukcyjnie osiąga się to przez przesuwanie bieżni prostopadłe względem osi wirnika lub wychyleniu o odpowiedni kąt bieżni zamocowanej wahliwie [62,63].

Drugim rodzajem są pompy z wewnętrznym podparciem tłoczków, nazywane także pompami wielotłoczkowymi o niewirujących tłoczkach [63]. Przykład takiego urządzenia przedstawiono na rysunku 8b. W tym rozwiązaniu blok cylindrowy (1) jest nieruchomy, a ruch posuwisto-zwrotny tłoczków wymuszany jest przez obrót mimośrodowego wału napędowego (2). Aby uzyskać zmianę wydajności w pompie tego typu należy zastosować wał o nastawialnym mimośrodku  $e$ . Implementacja takiego rozwiązania według literatury jest skomplikowana, dlatego pompy tego typu są bardzo rzadko budowane [61–63].

Przedstawione na rysunku 8 schematy pomp posiadają dwa typy rozrządów które stanowią kolejne kryterium podziału pomp tego typu. Zadanie rozrządu pompy wyporowej polega na umożliwieniu jej zasysania i następnie tłoczenia czynnika roboczego. Rozrząd pompy ma również za zadanie rozdzielanie króćców ssawnego i tłocznego tak, aby nie było pomiędzy nimi bezpośredniego przepływu cieczy. Rozróżnia się pompy z rozrządem szczelinowym, które można podzielić na czopowe i czołowe oraz z rozrządem zaworowym. Przykład rozrządu szczelinowego czopowego przedstawiono na przykładzie pompy wielotłoczkowej promieniowej z zewnętrznym podparciem tłoczków na rysunku 8a. W czopie pompy (2) wykonane są króćce: ssawny (S) i tłoczny (T). Podczas obrotu wirnika względem nieruchomego czopa tłoczki przechodzą przez dwie fazy: ssania i tłoczenia. W fazie ssania tłoczek połączony jest z króćcem ssawnym i zasysa ciecz roboczą w wyniku zwiększania objętości komory wyporowej. Następnie wskutek obrotu wirnika tłoczek przechodzi do fazy tłoczenia i w efekcie zmniejszania objętości komory wyporowej, tłoczy olej do króćca tłocznego, z którym jest w tym czasie połączony. Drugim rodzajem jest rozrząd zaworowy. Przykład takiej pompy przedstawiono na rysunku 8b. W tym przypadku składa się on z zaworów zwrotnych. Każdy z tłoczków połączony jest przez zawory z kolektorami: ssawnym (S) i tłocznym (T). Podczas obrotu wału mimośrodowego, napędzającego pompę, zmieniające się ciśnienie



w komorach wyporowych powoduje zmianę faz pracy jednostek pompy. W pierwszej fazie ruchu pompy następuje zwiększanie się objętości komory wyporowej. W wyniku tego powstaje podciśnienie, które powoduje otwarcie zaworu zwrotnego znajdującego się w kanale ssawnym i zasysanie przez niego cieczy hydraulicznej. W drugiej fazie pracy, gdy tłoczek przechodzi do procesu tłoczenia, zwiększa się ciśnienie w komorze wyporowej. Powoduje to zamknięcie zaworu w kanale ssawnym oraz otwarcie zaworu w kanale tłocznym pompy i tłoczenie przez niego medium hydraulicznego z komory wyporowej. W przypadku zastosowania rozrządu złożonego z zaworów zwrotnych nie ma możliwości pracy pompy jako silnika, co jest możliwe w przypadku pompy z rozrządem typu szczelinowego [62,63]. Pompy z rozrządem zaworowym mogą być także wyposażone w inne rodzaje zaworów np. zawory sterowane elektrycznie [65–67] lub elektropneumatycznie [68]. W takich rozwiązaniach odpowiednie zawory są otwierane przez układ sterujący w zależności od położenia kąтового wału napędowego.

Wydajność rzeczywista pompy jest sumą wydajności wszystkich jej komór wyporowych, natomiast wydajność właściwa to objętość cieczy przetłoczona przez pompę podczas jednego obrotu wału napędowego. Komory robocze promieniowej pompy wielotłoczkowej mają przekrój cylindryczny o średnicy  $d$  [m]. Wydajność właściwa teoretyczna pojedynczej komory jest zatem iloczynem jej pola powierzchni przekroju poprzecznego  $A$  oraz skoku tłoczka, czyli podwójnemu mimośrodu  $e$  pompy [61–63]:

$$q_{pt} = Ah = \frac{\pi d^2}{2} e, \quad (8)$$

gdzie:  $d$  [mm] – średnica komory wyporowej,  $e$  [mm] – wartość mimośrodu wału napędowego.

Ze względu na to, że tłoczki pompy są identyczne (w rzeczywistej pompie różnice mogą wynikać z niedokładności wykonania oraz montażu), wydajność właściwa teoretyczna pompy jest iloczynem ich liczby oraz wydajności właściwej teoretycznej [61–63]:

$$q_t = j q_{pt}, \quad (9)$$

gdzie:  $j$  – liczba tłoczków pompy.

Uwzględniając równania (1) i (5) wydajność rzeczywista pompy będzie równa iloczynowi jej sprawności objętościowej, wydajności właściwej teoretycznej pompy, prędkości obrotowej wału napędowego oraz parametru nastawy pompy. Parametr ten,

w przypadku promieniowej pompy wielotłoczkowej, jest stosunkiem aktualnej nastawy mimośrodowej do maksymalnej wartości mimośrodowej możliwej do nastawienia w danej pompie [61–63]:

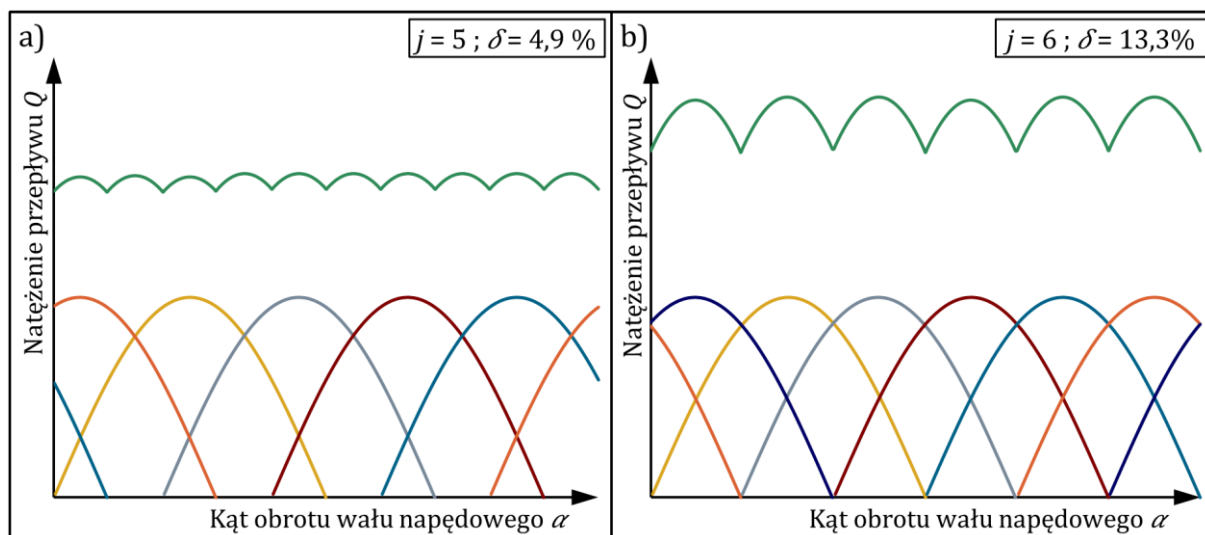
$$\varepsilon = \frac{e_a}{e_{max}}, \quad (10)$$

gdzie:  $e_a$  [mm] – chwilowa nastawa mimośrodowej wału napędowego,  
 $e_{max}$  [mm] – maksymalna nastawa mimośrodowej wału napędowego.

Wydajność rzeczywista będzie zatem równa [61–63]:

$$Q_{rz} = \eta_V q_t n \varepsilon. \quad (11)$$

Jak wynika ze wzoru (9), na wydajność pompy składają się wszystkie tłoczki, a od ich liczby zależy charakterystyka jej wydajności. Każdy tłoczek podczas jednego obrotu wału napędowego pompy najpierw zasysa, a następnie tłoczy ciecz hydrauliczną. Przekłada się to na sinusoidalną charakterystykę pracy pojedynczej komory wyporowej. W przypadku opisywanego typu pompy, czyli promieniowej, tłoczki rozmieszczone są promieniowo w korpusie pompy, a kąt pomiędzy kolejnymi tłoczkami jest równy. W przypadku parzystej liczby tłoczków, zmiany faz pracy występują w tym samym momencie dla dwóch komór. Nie dzieje się tak w przypadku pompy z nieparzystą liczbą tłoczków [61–63]. Przykładowe wykresy przedstawiające charakterystyki wydajności pomp z różną liczbą tłoczków podczas jednego obrotu, przedstawiono na rysunku 9.



Rysunek 9. Nierównomierność wydajności pomp wielotłoczkowych promieniowych:  
 a) dla nieparzystej liczby tłoczków  $j = 5$ , b) dla parzystej liczby tłoczków  $j = 6$ ,  
 (opracowano na podstawie [62])

Rysunek 9a pokazuje charakterystykę pompy z pięcioma tłoczkami, a rysunek 9b z sześcioma. Na rysunku przedstawiono, oprócz charakterystyk wydajności całej pompy, również wydajności pojedynczych tłoczków. Przykładowe wykresy dobrze ilustrują wpływ pojedynczych zespołów na charakterystykę pompy. W przypadku rysunku 9a widać jak nakładają się na siebie punkty zmiany fazy pracy naprzeciwległych komór. Przebiegi całkowitych wydajności pompy dobrze obrazują nierównomierność wydajności pompy. Do jej opisu wykorzystuje się współczynnik nierównomierności wydajności, obliczany jako stosunek różnic chwilowych wydajności maksymalnej oraz minimalnej do wydajności średniej według poniższego wzoru [61–63]:

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{sr}}, \quad (12)$$

gdzie:  $Q_{max}$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność chwilowa maksymalna pompy,  
 $Q_{min}$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność chwilowa minimalna pompy,  
 $Q_{sr}$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność średnia pompy.

W tabeli 1 przedstawiono teoretycznie wyznaczone współczynniki dla pomp z liczbą tłoczków od 3 do 15.

Tabela 1. Współczynniki nierównomierności wydajności pomp z różną liczbą tłoczków (opracowano na podstawie [62])

<i>j</i>	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\delta$ [%]	13,4	29,3	4,9	13,3	2,5	7,6	1,5	4,9	1,0	3,4	0,7	2,5	0,5

Wartości współczynnika są znacznie wyższe dla pomp o parzystej liczbie tłoczków. Zjawisko nierównomierności wydajności jest niekorzystne w układach hydraulicznych. Wpływa ona na nieregularną pracę urządzeń zasilanych przez pompę. Z tego względu dąży się do jego zminimalizowania, np. poprzez stosowanie większej liczby tłoczków oraz budowę pomp dwu- lub wielorzędowych. Do wytlumienia tej pulsacji można również zastosować akumulator hydrauliczny [61–63].

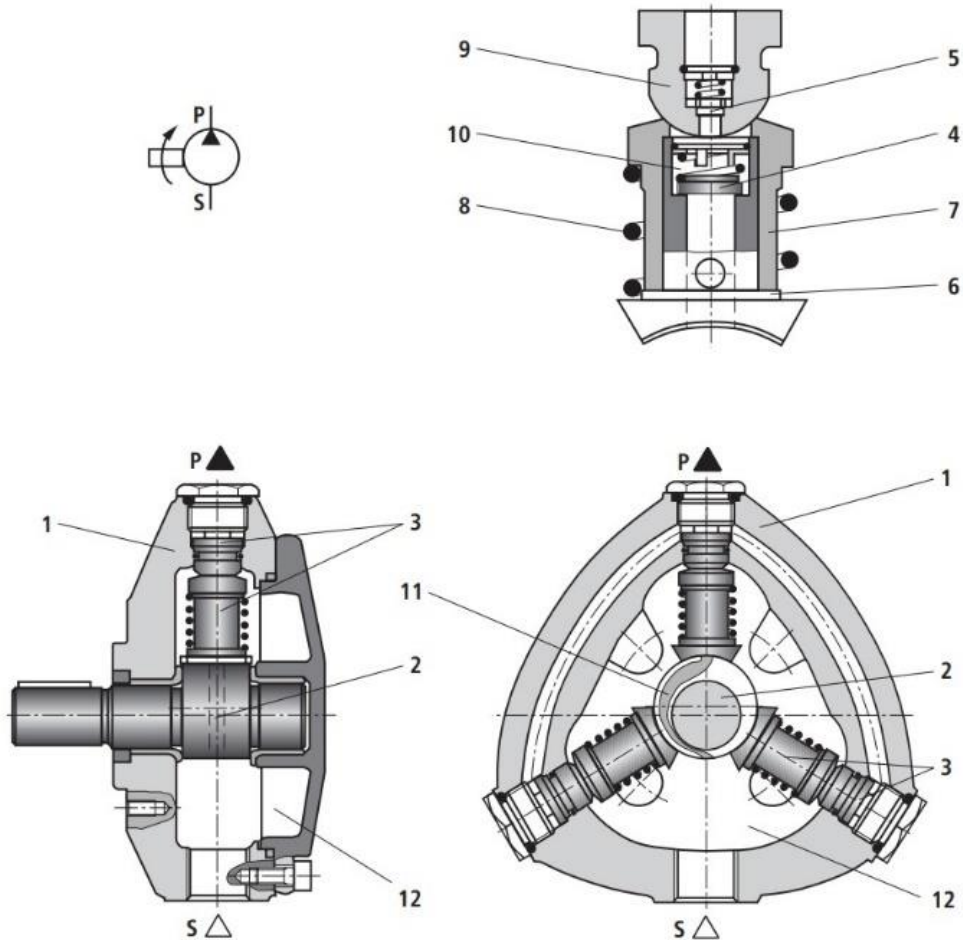
Dostępne na rynku promieniowe pompy wielotłoczkowe w większości są rozwiązaniami o stałej wydajności [69–72]. Przykład stanowi pompa z wewnętrznym podparciem tłoczków firmy HAWE Hydraulik SE przedstawiona na rysunku 10 [72]. Warianty pomp tego typu dostępne są w typoszeregu do 6 rzędów i 42 tłoczków, co przekłada się na maksymalną wydajność właściwą wynoszącą 0,06418 dm<sup>3</sup> [72].



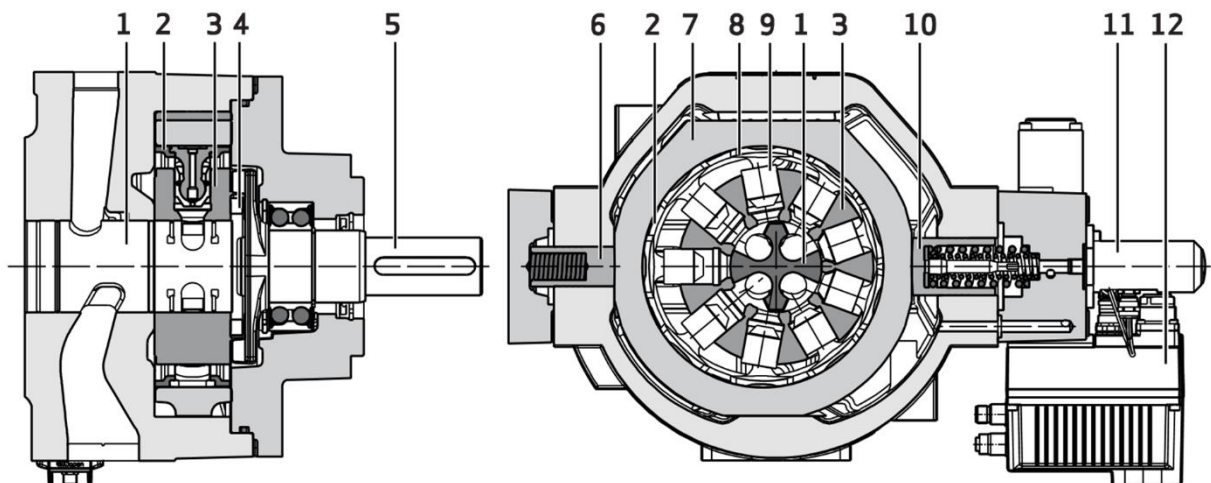
Rysunek 10. Promieniowa pompa wielotłoczkowa firmy HAWE Hydraulik SE serii R [72]

Schemat budowy pompy promieniowej z zewnętrznym podparciem tłoczków przedstawiono na rysunku 11. Jest to pompa o stałej wydajności właściwej produkowana przez firmę Bosch Rexroth [71]. W przypadku tej pompy zastosowano rozrząd złożony z zaworów zwrotnych, które zostały konstrukcyjnie wbudowane w elementy pompy: zawór ssawny znajduje się w wydrążonym tłoczku, a zawór tłoczny w elemencie pokrywy komory wycierkowej. Pozwoliło to na uproszczenie konstrukcji oraz uzyskanie budowy modułowej, umożliwiającej rozbudowę typoszeregu pomp o takich samych zespołach wycierkowych [71].

Przykładowe rozwiązanie pompy wycierkowej z zewnętrznym podparciem tłoczków firmy Moog Inc. przedstawiono na rysunku 12. Maksymalna wydajność pompy tej serii, którą oferuje producent, to  $0,250 \text{ dm}^3$ . Zmianę wydajności pompy zaprezentowanej na rysunku uzyskuje się poprzez przesunięcie obudowy wraz z łożyskami od czopa pompy. Sterowanie wydajnością właściwą tej pompy odbywa się za pomocą układu elektrohydraulicznego [70].



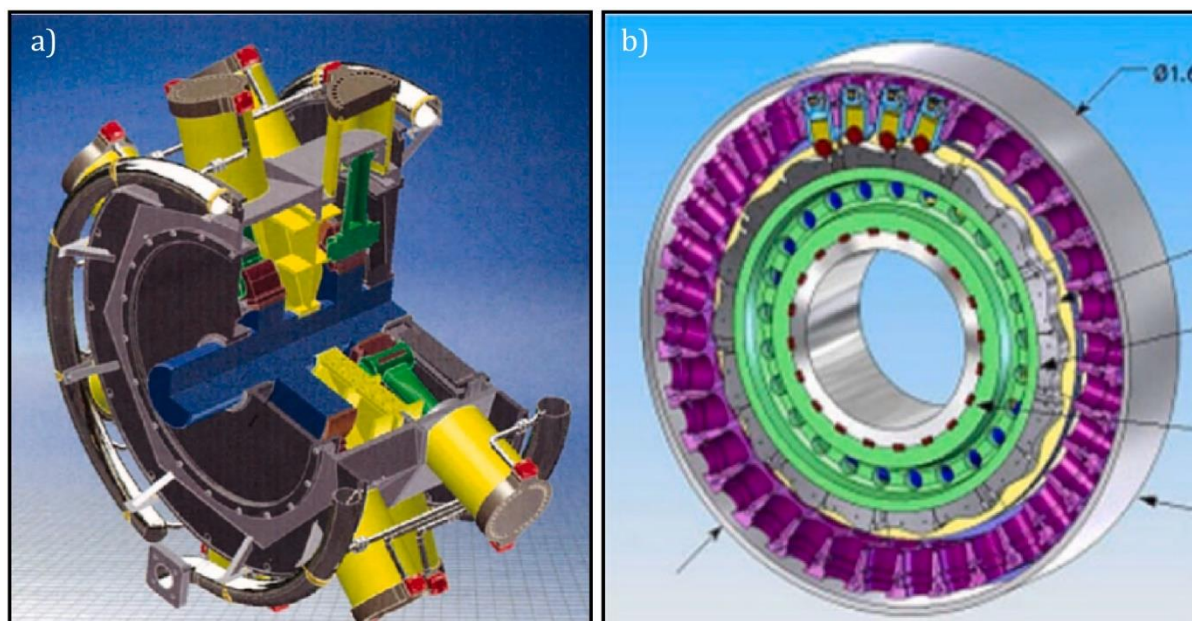
Rysunek 11. Schemat budowy promieniowej pompy wielotłoczkowej z zewnętrznym podparciem tłoczków: 1 – korpus, 2 – wał mimośrodowy, 3 – elementy wyporowe, 4 – zawór ssawny, 5 – zawór tłoczny, 6 – tłoczek, 7 – cylinder, 8 – sprężyna, 9 – element uszczelniający cylinder, 10 – komora wyporowa, 11 – rowek promieniowy, 12 – komora ssawna [71]



Rysunek 12. Schemat budowy promieniowej pompy wielotłoczkowej o zmiennej wydajności właściwej firmy Moog Inc. serii RKP: 1 – czop sterujący, 2 – pierścień ustalający, 3 – blok cylindrowy, 4 – sprzęgło krzyżowe, 5 – wał napędowy, 6 – tłok sterujący, 7 – bieżnia, 8 – podkładka ślizgowa, 9 – tłok, 10 – tłok sterujący, 11 – kompensator, 12 – transformatorowy czujnik przemieszczeń liniowych (LVDT), 13 – serwozawór [70]

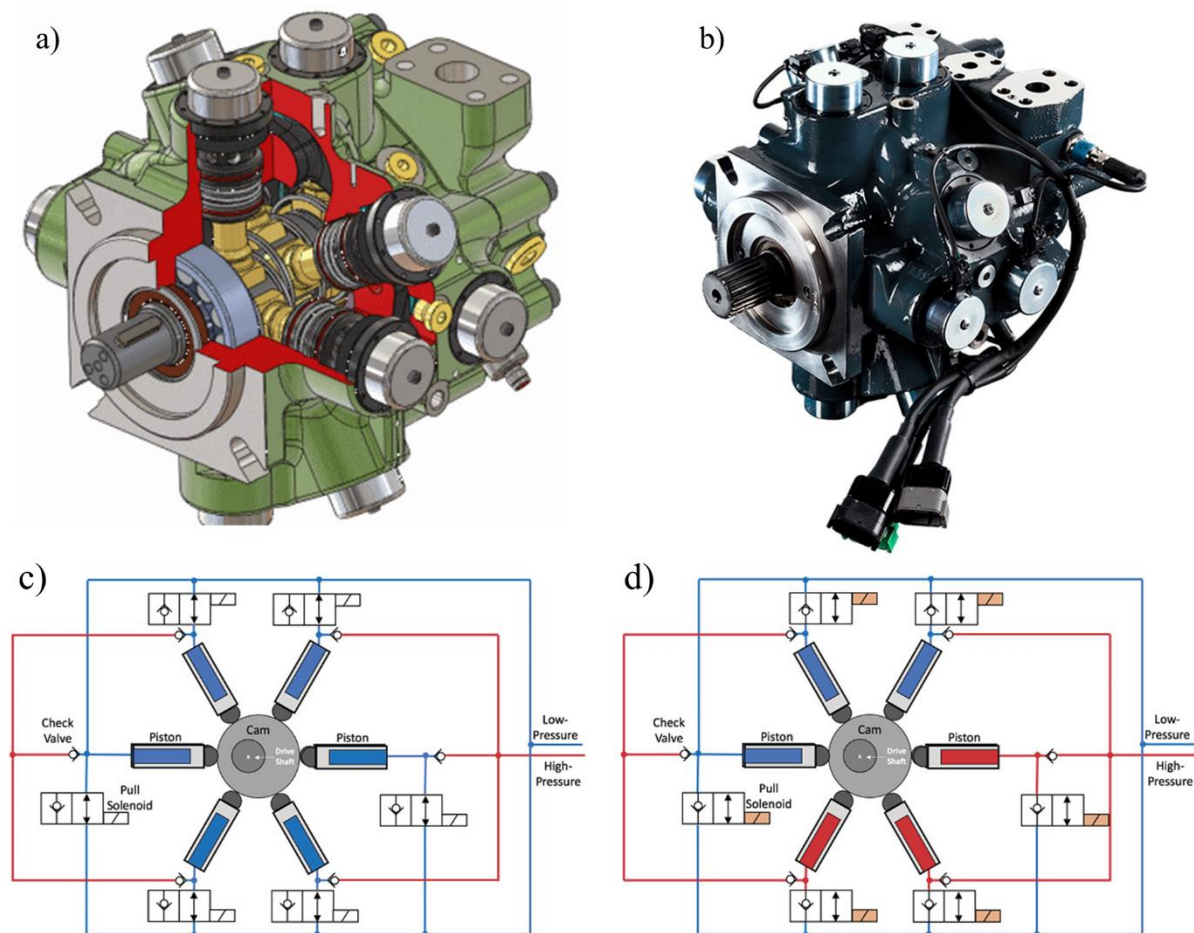


Dedykowane turbinom wiatrowym promieniowe pompy wielotłoczkowe przedstawiono na rysunku 13. Ze względu na niską prędkość obrotową turbiny mają one wysoką wydajność właściwą oraz wysoką moc. Pierwsza z nich (rysunek 13a) jest pompą promieniową z zewnętrznym podparciem tłoczków. Pompa przedstawiona na rysunku 13b prezentuje rozwiązanie innego typu. Ma ona dwa rzędy tłoczków po 62 jednostki (dla tego układu, autorzy zaprezentowali 4 wersje pompy), każdy o średnicy 100 mm oraz skoku 77,1 mm. Moc tej pompy wynosi 5 MW przy prędkości obrotowej 12 obr/min i ciśnieniu w przewodzie tłocznym 20 MPa. Wysoką wydajność w tym przypadku udało się uzyskać dzięki zastosowaniu dużej liczby tłoczków rozmieszczonych promieniowo oraz dzięki zastosowaniu napędu krzywkowego. Dzięki takiemu rozwiązaniu podczas jednego obrotu wału napędowego każdy z tłoczków wykonuje 18 pełnych cykli pracy [73].



Rysunek 13. Modele pomp dedykowanych turbinom wiatrowym:  
a) PMC Servi piston pump, b) Mitsubishi piston pump [73]

Pompa, której model przedstawiono na rysunku 13a, jest rodzajem pompy wyporowej Digital Displacement® Pump (Cyfrowe pompy wyporowe, tłumaczenie autora), gdzie zastosowano nową metodę zmiany wydajności. W pompach tego typu, produkowanych obecnie przemysłowo przez firmę Danfoss [65], zmienną wydajność uzyskuje się w wyniku zastosowania rozrządu złożonego z zaworów elektrohydraulicznych i dedykowanego układu sterowania [65–67]. Model, zdjęcie oraz schemat hydrauliczny przedstawiono na rysunku 14.



Rysunek 14. Promieniowa pompa tłokowa typu Digital Displacement® Pump:  
 a) model [66], b) widok [65], c) schemat hydrauliczny, wydajność zerowa pompy [66],  
 d) schemat hydrauliczny, wydajność maksymalna pompy [66]

Każdy z tłoczków pompy przedstawionej na rysunku 14 ma zawór elektrohydrauliczny łączący go z obwodem ssawnym (*low-pressure*) lub tłocznym (*high-pressure*). Dzięki zastosowaniu układu sterowania, który nie jest zależny bezpośrednio od położenia kąтового wału napędowego lub, tak jak rozrząd zaworowy, od ciśnienia w komorze wyporowej, uzyskuje się szeroki zakres możliwości sterowania pompą. Pompa, w skrajnych przypadkach, może pracować z maksymalną wydajnością, gdy wszystkie komory połączone są z obwodem tłocznym (rysunek 14d) lub z zerową wydajnością, gdy wszystkie komory połączone są z obwodem ssawnym (rysunek 14c). Regulacja wydajności właściwej odbywa się przez sterowanie zaworami elektrohydraulicznymi. Część z komór wyporowych może być połączona z obwodem ssawnym przez cały lub część skoku tłoczka. Dzięki temu jednostki pompy mogą tłoczyć olej do obwodu tłocznego tylko przez część fazy tłoczenia [65–67].

### **3. Cel i zakres pracy oraz koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej**

#### **3.1. Cel oraz zakres pracy**

Celem rozprawy jest opracowanie modelu teoretycznego i przeprowadzenie badań symulacyjnych, a także zbudowanie prototypu i przeprowadzenie badań doświadczalnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej z nowym, energooszczędnym sposobem sterowania wydajnością właściwą. Wykonane badania eksperymentalne mają potwierdzić poprawność opracowanej koncepcji nowego rodzaju pompy wporowej, a także zweryfikować możliwość bezstopniowej zmiany wydajności właściwej za pomocą mechanizmu zmiany wartości mimośrodów podczas pracy pompy. Efektem badań będzie wyznaczenie wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki, zwłaszcza wydajności oraz sprawności. Będzie to punktem wyjścia do dalszych badań w celu określenia możliwości aplikacyjnych.

Inspiracją dla podjęcia tematu był wzrost zapotrzebowania na urządzenia służące do wytwarzania energii elektrycznej z odnawialnych źródeł energii. Taka pompa może być częścią układu przeniesienia napędu, zwłaszcza w Małej Elektrowni Wodnej. Znane i obecnie stosowane pompy hydrostatyczne o dużej wydajności właściwej nie mają możliwości zmiany wydajności właściwej, która byłaby prosta konstrukcyjnie oraz pod względem sterowania. W proponowanym, nowym rozwiązaniu, do zmiany wydajności właściwej wykorzystywany będzie ruch obrotowy wału wejściowego pompy. Efektem będzie zmniejszenie poboru energii przez układ, a tym samym wzrost jego sprawności energetycznej. Koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej została opracowana w ramach projektu celowego „Typoszereg multiplikujących przekładni hydrostatycznych o zmiennym przełożeniu z wolnoobrotowymi pompami wporowymi do Małych Elektrowni Wodnych” nr 6 ZR8 2009 C/07243 [11] realizowanego na Politechnice Poznańskiej. Była przedmiotem zastrzeżenia patentowego PL 219857 [5].

Zakres rozprawy doktorskiej obejmuje:

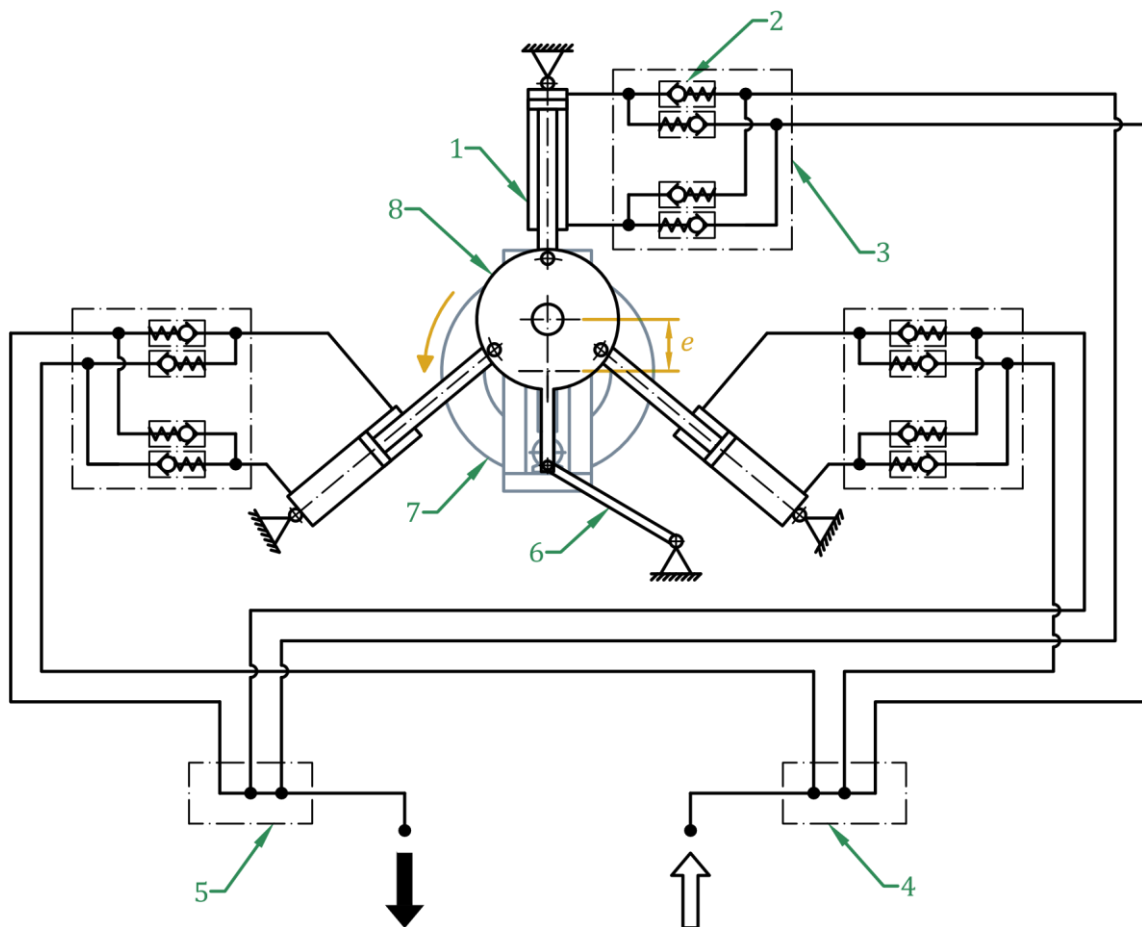
- przegląd rozwiązań promieniowych pomp tłokowych,
- przedstawienie koncepcji wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej,
- opracowanie modelu teoretycznego wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej,



- wykonanie badań symulacyjnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej oraz jej zespołów ssąco-tłoczących,
- opracowanie konstrukcji oraz budowę wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej,
- opracowanie konstrukcji i budowę stanowiska badawczego oraz planu badań eksperymentalnych,
- wykonanie badań eksperymentalnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej oraz jej zespołów ssąco-tłoczących,
- analizę uzyskanych wyników badań symulacyjnych oraz eksperymentalnych.

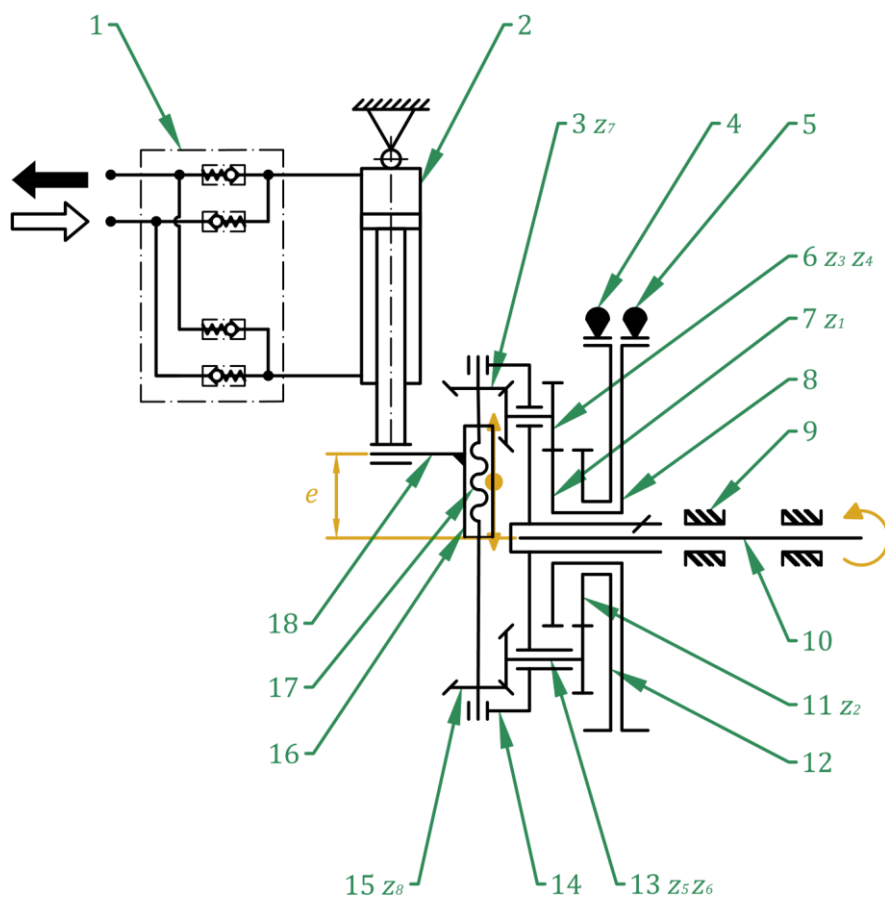
### 3.2. Koncepcja pompy o zmiennej wydajności właściwej

Główną, innowacyjną, częścią pompy jest mechanizm zmiany mimośrod. Zmienną wydajność w tym rozwiązaniu uzyskuje się przez zmianę skoku tłoka w zespołach ssąco-tłoczących. Schemat ideowy pompy przedstawiono na rysunku 15.



Rysunek 15. Schemat ideowy wolnoobrotowej promieniowej pompy o zmiennej wydajności właściwej: 1 – zespół ssąco-tłoczący, 2 – zawór zwrotny, 3 – rozrząd zaworowy, 4 – kolektor ssawny, 5 – kolektor tłoczny, 6 – ramię reakcyjne, 7 – mechanizm zmiany mimośrodu, 8 – tarcza łącząca

Głównymi elementami pompy są zespoły ssąco-tłoczące (1) będące zmodyfikowanymi standardowymi siłownikami hydraulicznymi. Każdy zespół posiada dwie komory: tłokową oraz tłoczyskową. Każda komora posiada rozrząd (3) złożony z zaworów zwrotnych (2), które połączone są z kolektorami: ssawnym (4) oraz tłocznym (5). Cylindry zespołów ssąco-tłoczących połączone są z ramą pompy, natomiast wszystkie tłoczyska z tarczą łączącą (8), która zamocowana jest do trzpienia mechanizmu zmiany mimośrodowego przenoszącego napęd z wału napędowego. Elementem stabilizującym tarczę łączącą (8) a zarazem zabezpieczającym tłoczyska zespołów przed uszkodzeniem jest ramię reakcyjne (6), z jednej strony połączone z tarczą a z drugiej z ramą pompy.



Rysunek 16. Schemat kinematyczny pompy (z jednym zespołem ssąco-tłoczącym) z mechanizmem zmiany mimośrodowego: 1 – rozrząd, 2 – zespół ssąco-tłoczący, 3 – górne koło (śruby 17), 4 – zacisk lewy, 5 – zacisk prawy, 6 – górny zespół kół satelitowych, 7 – koło tarczy prawej, 8 – tarcza prawa, 9 – łożyska, 10 – wał napędowy, 11 – koło tarczy lewej, 12 – tarcza lewa, 13 – dolny zespół kół satelitowych, 14 – jarzmo, 15 – dolne koło (śruby 17), 16 – nakrętka, 17 – śruba, 18 – trzpień (opracowano na podstawie [5])

Schemat kinematyczny pompy z mechanizmem zmiany mimośrodowego został przedstawiony na rysunku 16. Po uruchomieniu napędu obraca się wał napędowy (10), który poprzez jarzmo (14) wprawia w ruch obrotowy trzpień mechanizmu (18)

napędzający zespół ssąco-tłoczący (2). Skok zespołu równy jest dwukrotności mimośrodowi wału  $e$ , czyli odległości pomiędzy osią wału napędowego (10), a osią trzpienia (18). W celu zmiany wartości mimośrodowi, a co za tym idzie wydajności właściwej pompy, należy zatrzymać tarczę prawą (8) lub tarczę lewą (12) za pomocą zacisków hamulcowych (4) lub (5). Gdy kierunek obrotu wału napędowego pompy jest przeciwny do kierunku ruchu wskazówek zegara (patrząc od strony pompy), w celu zwiększenia wydajności właściwej należy zatrzymać tarczę prawą (8) za pomocą zacisku prawego (5). Spowoduje to zatrzymanie koła tarczy prawej (7) sztywno połączonego z tarczą prawą (8). Doprowadzi to do rozpoczęcia ruchu obrotowego zazębianego z nim koła zębatego walcowego zespołu kół satelitowych (6). Dalej powoduje to obrót koła górnego (3) i śruby (17), co sprawia przesuwanie się nakrętki (16) wraz z trzpieniem (18) względem śruby (17). Przesunięcie nakrętki skutkuje zwiększeniem odległości pomiędzy osią trzpienia (18) a osią wału napędowego pompy (10). Zwiększa to skok zespołu ssąco-tłoczącego a w efekcie wydajność właściwą pompy. W przypadku zmniejszenia wydajności właściwej należy zatrzymać koło tarczy lewej (11) zaciskiem hamulcowym (4).



Rysunek 17. Schemat MEW z przekładnią hydrostatyczną

Schemat rozwiązania z wykorzystaniem opisywanej pompy w MEW przedstawiono na rysunku 17. Zastosowanie przekładni hydrostatycznej z pompą o zmiennej wydajności właściwej w połączeniu z silnikiem o stałej chłonności pozwoli na bezstopniową zmianę przełożenia podczas pracy. Najistotniejszą zaletą przekładni z pompą o zmiennej wydajności właściwej względem układu z silnikiem o zmiennej chłonności jest lepsza charakterystyka sterowania prędkością obrotową wału wyjściowego [62]. Dzięki zastosowaniu takiego układu możliwe jest także zatrzymanie tłoczenia cieczy przez pompę, co stanowi pożądaną cechę w przypadku tej aplikacji pompy.

Zastosowanie przekładni hydrostatycznej z wolnoobrotową promieniową pompą tłokową o zmiennej wydajności właściwej pozwoli zapewnić pracę generatora asynchronicznego z prędkością nadsynchroniczną przy zmiennych warunkach pracy. Dzięki zastosowaniu tego niskokosztowego rozwiązania uzasadniona może być produkcja energii elektrycznej przez elektrownie pracujące przede wszystkim na małych spadach.

## **4. Budowa, model teoretyczny oraz wyniki badań symulacyjnych pompy**

### **4.1. Wprowadzenie**

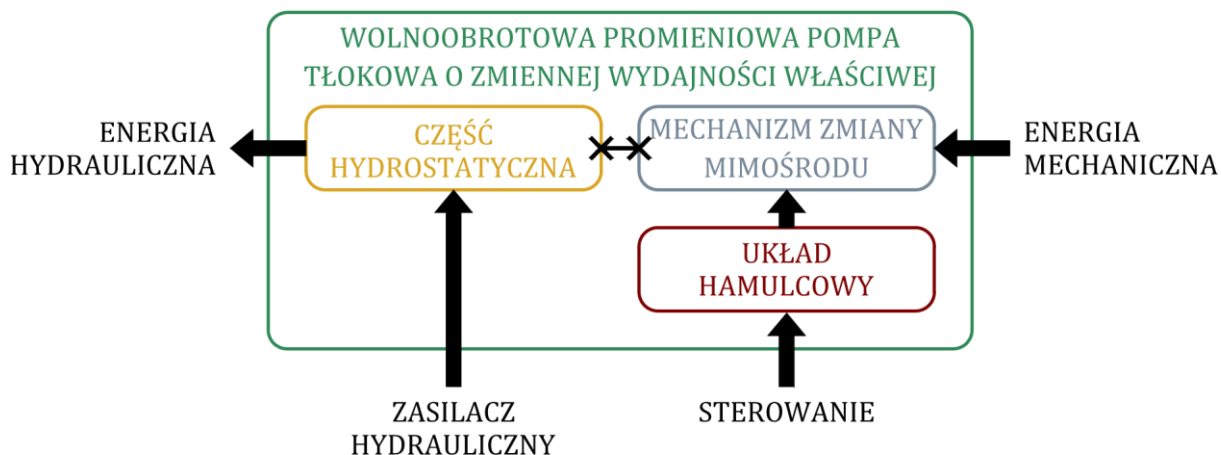
W tym rozdziale rozwinięty został opis budowy wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej oraz sprecyzowane zostały zastosowane rozwiązania konstrukcyjne. Na podstawie przedstawionego opisu budowy przygotowano jej model teoretyczny. Na pierwszą część składa się model kinematyczny pompy oraz model najistotniejszych zjawisk hydraulicznych zachodzących podczas jej pracy. Druga część obejmuje model zmiany wartości mimośrodów wału napędowego pompy. Opracowany model teoretyczny posłużył do wyznaczenia charakterystyk wydajności pompy podczas stabilnej pracy oraz podczas zmiany wydajności właściwej. Wyniki badań symulacyjnych również przedstawiono w tym rozdziale.

### **4.2. Budowa pompy**

Zmianę wydajności właściwej pompy uzyskuje się poprzez zmianę skoku jej tłoków zespołów ssąco-tłoczących. Odpowiada za to element pompy, którym jest mechanizm zmiany mimośrodów. Jego schemat kinematyczny przedstawiono na rysunku 16. W celu zmiany wartości mimośrodu należy zatrzymać jedną z dwóch tarcz hamulcowych mechanizmu. Do tego typu sterowania niezbędne jest wyposażenie pompy w układ hamulcowy wraz z system sterowania i zasilania. Biorąc pod uwagę budowę oraz działanie kolejnych elementów, wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa może zostać podzielona na trzy podzespoły. Zostały one scharakteryzowane poniżej, a schemat blokowy całej pompy przedstawiono na rysunku 18.

- Część hydrostatyczna – część pompy łącząca w sobie elementy wyporowe (zespoły ssąco-tłoczące) oraz cały układ hydrauliczny, którego główne elementy to rozrządy komór wyporowych złożone z zaworów zwrotnych, kolektory: ssawny i tłoczny oraz przewody łączące.
- Mechanizm zmiany mimośrodu – część służąca do zmiany wartości mimośrodu wału napędowego pompy, co przekłada się na zmianę wydajności właściwej. Jest ona połączona z częścią hydrostatyczną poprzez trzpień mechanizmu, który napędza tłocznik za pomocą tarczy łączącej.

- Układ hamulcowy – to hamulec, który służy do zatrzymywania tarcz mechanizmu zmiany mimośrodów.



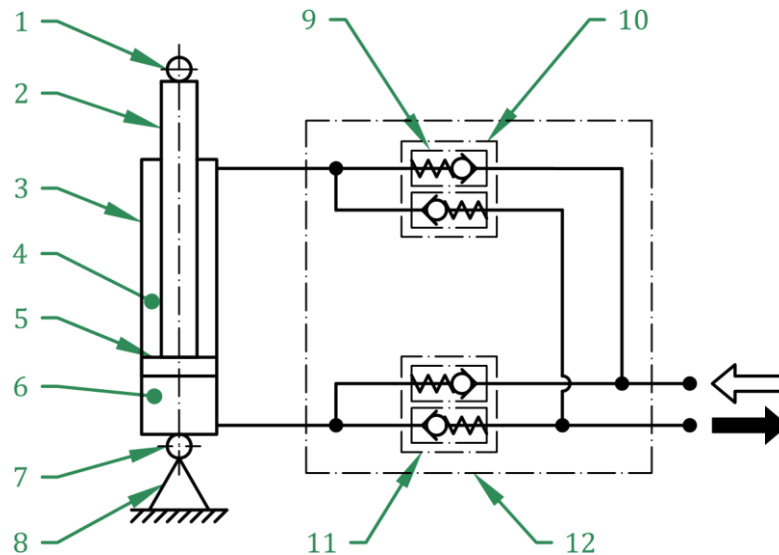
Rysunek 18. Schemat blokowy wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej

Te trzy podzespoły składają się na opisywaną pompę. Na podstawie tego podziału przygotowano opis wraz z zasadą działania kolejnych elementów pompy. Został on przedstawiony w dalszej części tego rozdziału.

#### 4.2.1. Budowa części hydrostatycznej pompy

Zespoły ssąco-tłoczące pompy są jej najistotniejszymi elementami w części hydrostatycznej. Odpowiadają za tłoczenie medium hydraulicznego. Schemat hydrauliczny pojedynczego zespołu przedstawiono na rysunku 19. Każdy zespół posiada dwie komory wyporowe: tłokową (4) oraz tłoczyskową (5). Częścią zespołu jest blok zaworowy (12), w którym znajdują się zawory zwrotne (9), po dwa na każdą komorę. W związku z tym każda z nich posiada rozrząd samoczynny (10) umożliwiający oddzielenie części ssawnej od tłocznej podczas pracy. Jest to uzyskiwane w wyniku otwierania i zamykania zaworów zwrotnych wraz ze zmianą ciśnienia w komorze. Zmiany ciśnienia spowodowane są zmianą objętości komór podczas obracania się wału napędowego. Wprawia on w ruch prostoliniowy tłoki zespołów ssąco-tłoczących pompy (5). Komory pojedynczego zespołu pompy działają naprzemiennie w trakcie jej pracy. Gdy jedna z nich zasysa olej, druga tłoczy go, a fazy pracy zmieniają się w punktach zwrotnych tłoka. W przypadku fazy ssania, ruch tłoka powoduje zwiększenie się objętości komory. Powstające wtedy podciśnienie powoduje otwarcie zaworu zwrotnego połączonego z kolektorem ssawnym. W trakcie tej fazy zasysana jest ciecz aż do momentu osiągnięcia przez tłok drugiego punktu zwrotnego. Po zmianie kierunku ruchu tłoka objętość robocza

komory zaczyna się zmniejszać, co powoduje wzrost ciśnienia w komorze. Skutkiem tego jest zamknięcie wcześniej otwartego zaworu zwrotnego i otwarcie drugiego z nich. Ten połączony jest z kolektorem tłocznym pompy, przez co tłoczony jest olej w kierunku przewodu wyjściowego pompy.



Rysunek 19. Schemat zespołu ssąco-tłoczącego pompy: 1 – mocowanie tłocznika zespołu, 2 – tłocznik, 3 – cylinder, 4 – komora tłocznikowa, 5 – tłok, 6 – komora tłokowa, 7 – mocowanie cylindra zespołu, 8 – rama pompy, 9 – zawór zwrotny, 10 – rozrząd komory tłocznikowej, 11 – rozrząd komory tłokowej, 12 – blok zaworowy

Wydajność pompy jest sumą wydajności wszystkich jej komór waporowych. Pompa będąca tematem tej rozprawy posiada trzy zespoły ssąco-tłoczące. To powoduje nakładanie się na siebie punktów zmiany faz pracy komór pojedynczego zespołu. Wiąże się to ze wzrostem nierównomierności wydajności pompy. Ze względu na budowę zespołów jest to niemożliwe do wyeliminowania. Nierównomierność ta byłaby jeszcze większa w przypadku zastosowania parzystej liczby równomiernie rozmieszczonych zespołów ssąco-tłoczących. W takiej sytuacji nakładałyby się na siebie punkty zmiany faz pracy aż czterech komór. Z tego względu w omawianej pompie, która posiada małą liczbę komór waporowych, szczególnie ważne jest zastosowanie nieparzystej liczby zespołów.

Od strony cylindra zespoły ssąco tłoczące zamocowane są w ramie pompy za pomocą przegubów z jednym stopniem swobody. Umożliwia to wychylenie zespołu podczas pracy pompy względem punktu tego mocowania. Z drugiej strony tłocznika zespołów pompy połączone są również za pomocą przegubów z jednym stopniem swobody z tarczą łączącą. Jest ona przymocowana do trzpienia mechanizmu zmiany mimośrodowo będącego częścią pompy przekazującą napęd z wału napędowego. Do niej

dołączone jest także ramię reakcyjne, które ogranicza jej wychylenie podczas pracy pompy. Ograniczenie tego ruchu tarczy umożliwia zabezpieczenie elementów pompy (zwłaszcza jej zespołów) przed kolizją podczas pracy. Mocowanie zespołów oraz ramię reakcyjne znacząco wpływają na parametry ruchu tłoków. Parametry te mają duży wpływ na charakterystyki pracy pompy, zwłaszcza na nierównomierność wydajności.

#### **4.2.2. Budowa mechanizmu zmiany mimośrodowość wraz z układem hamulcowym**

Kolejna część pompy to mechanizm zmiany mimośrodu, został on już przedstawiony na schemacie pompy z rysunku 16. Jest on elementem przekazującym napęd na część hydrostatyczną pompy z wału napędowego. Umożliwia on również bezstopniową zmianę wydajności właściwej pompy poprzez zmianę wartości mimośrodu wału napędowego  $e$  podczas pracy pompy. Dzięki jego budowie pompa tłoczy olej bez przerwy w trakcie tego procesu. Ma decydujący wpływ na stabilność pracy. Po ustawieniu mimośrodu jego wartość powinna pozostać stała, szczególnie w przypadku zmiany parametrów pracy lub wystąpienia ich ekstremalnych wartości.

Zmiana wydajności właściwej pompy odbywa się przez zatrzymanie jednej z tarcz hamulcowych mechanizmu zmiany mimośrodu. Mechanizm ten nie posiada wbudowanego układu pozwalającego na zatrzymywanie tarcz. Z tego względu konieczne jest wyposażenie pompy w układ hamulcowy. W przypadku omawianej pompy jest to hamulec taśmowy. Do pracy jako część hamulca przystosowane są tarcze mechanizmu, pełnią one rolę bębnow hamulcowych. Zadaniem hamulca pompy jest jak najszybsze zatrzymanie tarczy. Ewentualne występowanie poślizgu pomiędzy elementami hamulcowymi lub wydłużonej fazy hamowania, może powodować wydłużenie procesu oraz wpłynąć na jego nieregularny przebieg.

#### **4.3. Model teoretyczny pompy**

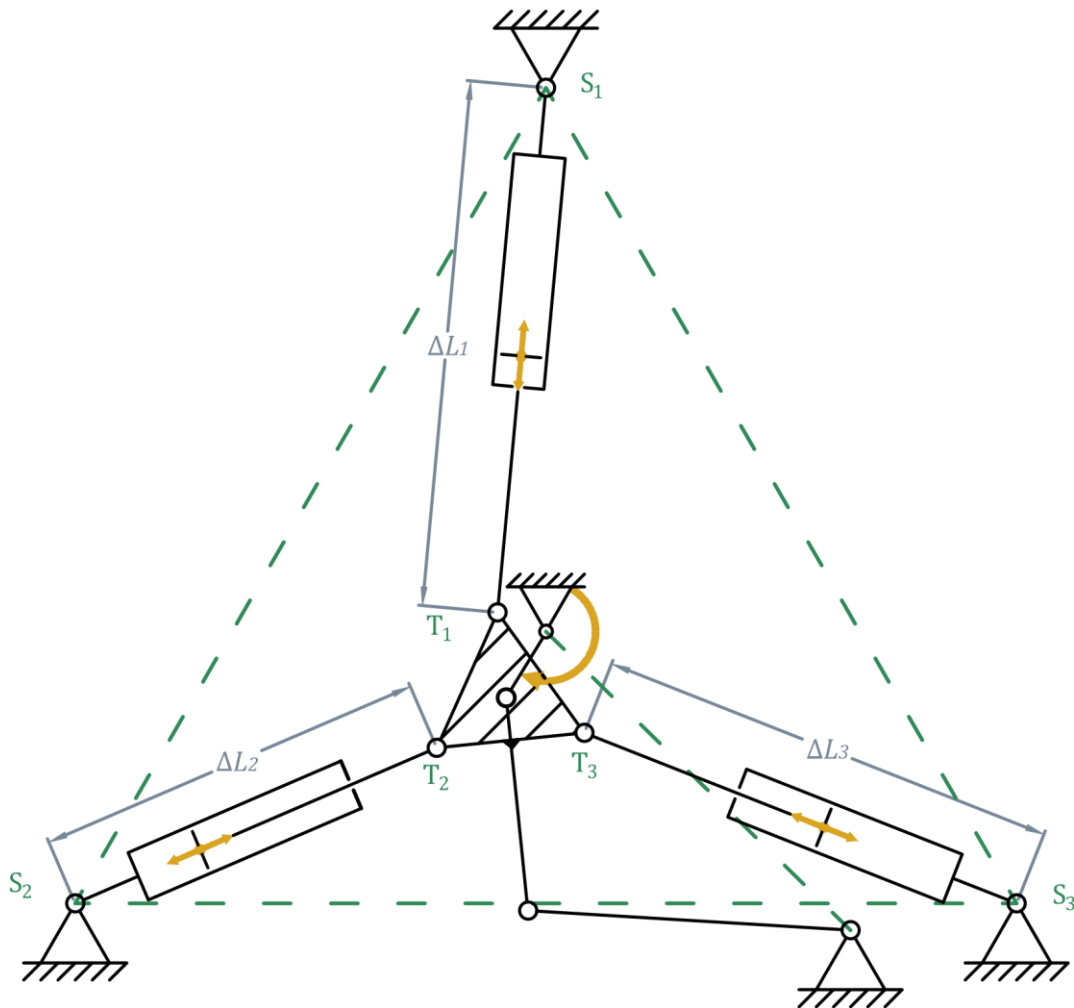
Na podstawie przedstawionego opisu budowy pompy opracowano jej model teoretyczny. Składa się on z modelu kinematycznego, modelu najważniejszych zjawisk hydraulicznych zachodzących podczas pracy oraz modelu zmiany wydajności właściwej. Ma on posłużyć do zbadania wpływu parametrów pracy oraz parametrów związanych z budową pompy na jej charakterystyki. Za pomocą tego modelu wyznaczane zostały charakterystyki wydajności pompy w funkcji czasu  $Q(t)$  oraz położenia kąтового wału



napędowego  $Q(\alpha)$ . Wyniki badań symulacyjnych posłużyły do walidacji wyników badań eksperymentalnych.

#### 4.3.1. Model kinematyczny pompy

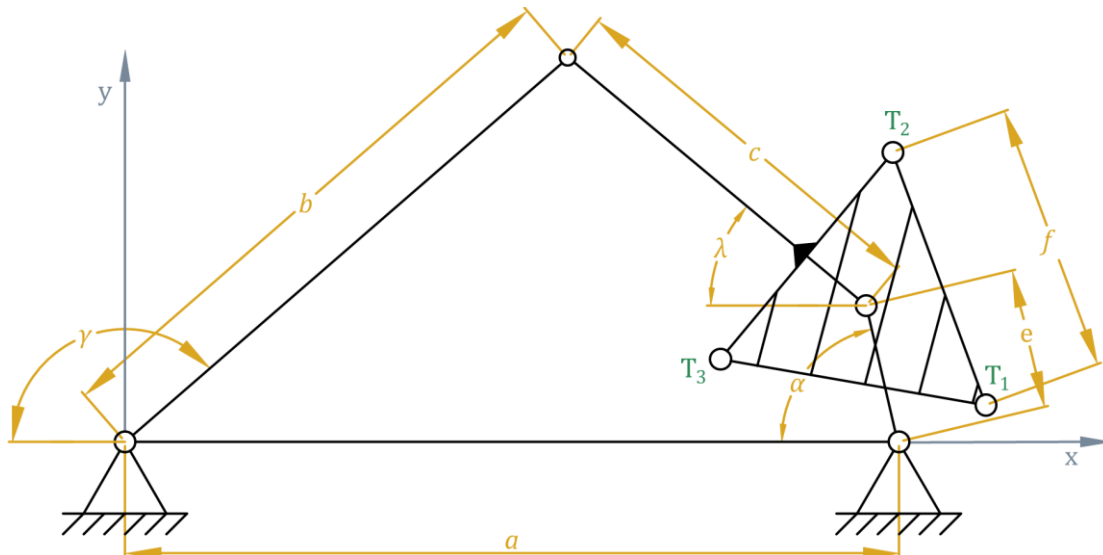
Pierwszą częścią modelu jest model kinematyczny. Za jego pomocą wyznaczono równania ruchu elementów pompy podczas jej pracy. Schemat kinematyczny części hydrostatycznej pompy, z trzema zespołami ssąco-tłoczącymi, przedstawiono na rysunku 20.



Rysunek 20. Schemat kinematyczny pompy,  $S_i$  – punkty mocowania cylindra zespołu w ramie pompy,  $T_i$  – punkty mocowania tłocyska zespołu w tarczy łączącej,  $\Delta L_i$  – odległość pomiędzy punktem mocowania cylindra zespołu a punktem mocowania tłocyska zespołu,  $i$  – numer zespołu ssąco-tłoczącego

Ze schematu kinematycznego wyodrębniony został czworobok przegubowy. Posłużył on do przygotowania równań opisujących prędkości tłoków zespołów ssąco-tłoczących podczas pracy pompy. Schemat czworoboku przegubowego przedstawiono na rysunku 21. Podstawa  $a$  to odcinek pomiędzy punktem mocowania ramienia reakcyjnego w ramie pompy a osią wału napędowego. Wahacz mechanizmu  $b$  to część ramienia

reakcyjnego przymocowana do ramy pompy. Łącznik czworoboku  $c$  to druga część ramienia reakcyjnego, która jest zespolona z tarczą łączącą. Korba  $e$  to mimośród wału napędowego. Dodatkowo, jako  $f$ , oznaczono odległość pomiędzy punktami mocowań tłoczyk dwóch zespołów.



Rysunek 21. Czworobok przegubowy:  $a$  – długość podstawy (odległość między punktem mocowania ramienia reakcyjnego a osią wału napędowego),  $b$  – długość wahacza (części ramienia reakcyjnego przymocowanej do ramy),  $c$  – długość łącznika (części ramienia reakcyjnego przymocowanej do tarczy łączącej),  $e$  – długość korby (mimośród),  $f$  – odległość pomiędzy punktami mocowań dwóch zespołów,  $\alpha$  – położenie katowe wału napędowego pompy,  $\gamma$  – położenie katowe wahacza,  $\lambda$  – położenie katowe łącznika

Analizę kinematyczną układu wykonano za pomocą metody analityczno-graficznej [74–76]. Pierwszym krokiem w celu zbudowania modelu było wyznaczenie wartości kątów  $\gamma$  i  $\lambda$ .

$$\gamma_{1,2} = 2 * \arctg \left( \frac{2\sin\alpha \pm \sqrt{4\sin^2\alpha - 4 \left( -\frac{a^2+e^2-c^2+b^2}{2be} + \frac{a}{e} + \frac{a}{b} \cos\alpha - \cos\alpha \right) \left( -\frac{a^2+e^2-c^2+b^2}{2ce} - \frac{a}{e} + \frac{a}{b} \cos\alpha + \cos\alpha \right)}}{2 \left( -\frac{a^2+e^2-c^2+b^2}{2ce} + \frac{a}{e} + \frac{a}{b} \cos\alpha - \cos\alpha \right)} \right) \quad (13)$$

$$\lambda_{1,2} = 2 * \arctg \left( \frac{-2\sin\alpha \pm \sqrt{4\sin^2\alpha - 4 \left( \frac{a^2+e^2+c^2-b^2}{2ce} + \frac{a}{e} - \frac{a}{c} \cos\alpha - \cos\alpha \right) \left( \frac{a^2+e^2+c^2-b^2}{2bc} - \frac{a}{e} - \frac{a}{c} \cos\alpha + \cos\alpha \right)}}{2 \left( \frac{a^2+e^2+c^2-b^2}{2ce} + \frac{a}{e} - \frac{a}{c} \cos\alpha - \cos\alpha \right)} \right) \quad (14)$$

W kolejnym kroku wyznaczono wartości prędkości katowych wahacza  $\dot{\gamma}$  oraz łącznika  $\dot{\lambda}$ :

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\alpha} \sin(\alpha - \lambda)}{b \sin(\gamma - \lambda)}, \quad (15)$$

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{\alpha} \sin(\alpha - \gamma)}{c \sin(\lambda - \gamma)}. \quad (16)$$

Następny etap budowy modelu kinematycznego objął wyznaczenie równań ruchu punktów mocowania tłoczysek zespołów ssąco-tłoczących za pomocą metody graficzno-analitycznej na podstawie rysunku 21 [74–76]:

$$x_{T1} = a - e\cos(\alpha) + f\cos(\lambda), \quad (17)$$

$$y_{T1} = e\sin(\alpha) - f\sin(\alpha), \quad (18)$$

$$x_{T2} = a - e\cos(\alpha) + f\cos(120 - \lambda), \quad (19)$$

$$y_{T2} = e\sin(\alpha) + f\sin(120 - \lambda), \quad (20)$$

$$x_{T3} = a - e\cos(\alpha) - f\cos(60 - \lambda), \quad (21)$$

$$y_{T3} = e\sin(\alpha) - f\sin(60 - \lambda). \quad (22)$$

Równania opisujące współrzędne punktów mocowania tłoczysek pozwalają na wyznaczenie równań opisujących składowe prędkości tych punktów. Wykonano to różniczkując równania ruchu kolejnych punktów:

$$v_{xT1} = \dot{x}_{T1} = \dot{\alpha}e\sin(\alpha) - \dot{\lambda}f\sin(\lambda), \quad (23)$$

$$v_{yT1} = \dot{y}_{T1} = \dot{\alpha}e\cos(\alpha) - \dot{\lambda}f\cos(\lambda), \quad (24)$$

$$v_{xT2} = \dot{x}_{T2} = \dot{\alpha}e\sin(\alpha) + \dot{\lambda}f\sin(120 - \lambda), \quad (25)$$

$$v_{yT2} = \dot{y}_{T2} = \dot{\alpha}e\cos(\alpha) - \dot{\lambda}f\cos(120 - \lambda), \quad (26)$$

$$v_{xT3} = \dot{x}_{T3} = \dot{\alpha}e\sin(\alpha) - \dot{\lambda}f\sin(60 - \lambda), \quad (27)$$

$$v_{yT3} = \dot{y}_{T3} = \dot{\alpha}e\cos(\alpha) + \dot{\lambda}f\cos(60 - \lambda). \quad (28)$$

Znając położenia punktów, w których zamocowane są tłoczyska zespołów, można wyznaczyć równania opisujące odległość między tymi punktami, a mocowaniami zespołów w ramie pompy:

$$\Delta L_1 = \sqrt{(x_{T1} - x_{S1})^2 + (y_{T1} - y_{S1})^2}, \quad (29)$$

$$\Delta L_2 = \sqrt{(x_{T2} - x_{S2})^2 + (y_{T2} - y_{S2})^2}, \quad (30)$$

$$\Delta L_3 = \sqrt{(x_{T3} - x_{S3})^2 + (y_{T3} - y_{S3})^2}. \quad (31)$$

Po zróżniczkowaniu równań (29) – (31) otrzymuje się prędkości tłoków zespołów:

$$v_{\Delta L1} = \dot{\Delta L}_1 = \frac{\dot{x}_{T1}(x_{T1} - x_{S1}) + \dot{y}_{T1}(y_{T1} - y_{S1})}{\sqrt{(x_{T1} - x_{S1})^2 + (y_{T1} - y_{S1})^2}}, \quad (32)$$

$$v_{\Delta L2} = \dot{\Delta L}_2 = \frac{\dot{x}_{T2}(x_{T2} - x_{S2}) + \dot{y}_{T2}(y_{T2} - y_{S2})}{\sqrt{(x_{T2} - x_{S2})^2 + (y_{T2} - y_{S2})^2}}, \quad (33)$$

$$v_{\Delta L3} = \dot{\Delta L}_3 = \frac{\dot{x}_{T3}(x_{T3} - x_{S3}) + \dot{y}_{T3}(y_{T3} - y_{S3})}{\sqrt{(x_{T3} - x_{S3})^2 + (y_{T3} - y_{S3})^2}}. \quad (34)$$

### 4.3.2. Model zjawisk hydraulicznych

Za pomocą modelu kinematycznego udało się uzyskać równania opisujące prędkości tłoków zespołów ssąco-tłoczących podczas pracy pompy. Znając je można obliczyć wydajność chwilową zespołu. Jest ona iloczynem prędkości tłoka oraz przekroju poprzecznego komory wporowej:

$$Q = v_{\Delta L_i} * A, \quad (35)$$

gdzie:  $v_{\Delta L_i}$  [mm/min] – prędkość tłoka zespołu ssąco-tłoczącego,  $A$  [mm<sup>2</sup>] – pole powierzchni przekroju poprzecznego komory wporowej tłoczącej medium hydrauliczne.

Zgodnie z wcześniejszym opisem zespołów pompy mają one po dwie komory wporowe. Pole powierzchni przekroju poprzecznego komory tłoczącej jest mniejsze niż komory tłokowej ze względu na znajdujące się w niej tłoczysko. Równania opisujące pola powierzchni poprzecznego komór wporowych to:

$$A_t = \frac{\pi * d_t^2}{4}, \quad (36)$$

$$A_{t\#} = \frac{\pi * d_t^2}{4} - \frac{\pi * d_{t\#}^2}{4}, \quad (37)$$

gdzie:  $A_t$  [mm<sup>2</sup>] – pole powierzchni przekroju poprzecznego komory tłokowej,  $A_{t\#}$  [mm<sup>2</sup>] – pole powierzchni przekroju poprzecznego komory tłoczącej,  $d_t$  [mm] – średnica tłoka zespołu,  $d_{t\#}$  [mm] – średnica tłoczyska zespołu.

Duża nierównomierność wydajności przedstawionej pompy wpływa na straty ciśnienia podczas pracy. Zmiana wartości tych strat wpływa na lokalne spadki ciśnień w układzie hydraulicznym pompy, w przypadku gdy ciśnienie na końcu przewodu tłocznego pompy jest stałe (podobnie jak w badaniach eksperymentalnych, gdzie ciśnienie ustawiane było za pomocą zaworu przelewowego). Pulsacja ciśnienia towarzysząca nierównomierności wydajności powodować będzie akumulację cieczy w elastycznych przewodach. Chwilowe zmiany ciśnienia w przewodach elastycznych skutkują zmianą ich średnicy, a co za tym idzie objętości całkowitej. W związku z tym przewód działa podobnie jak akumulator hydrauliczny. Zwiększa objętość podczas występowania wzrostu ciśnienia oraz zmniejsza ją, gdy ciśnienie spada. Ze względu na to, że przewody takie są częścią pompy i to w znacznej łącznej długości, zjawisko to zostało uwzględnione w jej modelu. Przewody elastyczne po stronie tłocznej służą do połączenia zespołów z kolektorem tłocznym. Mają różne długości, w zależności od odległości danego

zespołu od kolektora. Również w tym modelu uwzględniono przewód łączący kolektor tłoczny z blokiem zaworowym, w którym znajdują się czujnik ciśnienia oraz zawór przelewowy.

Znając ciśnienie końcowe, wyznaczono straty w kolejnych częściach układu. Pozwoliło to na wyznaczenie ciśnienia w przewodach elastycznych. Do oszacowania strat liniowych zastosowano równanie [61–63]:

$$\Delta p_{sl} = Q \frac{128 l}{\pi d^4} \nu \rho, \quad (38)$$

gdzie:  $Q$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność pompy (otrzymana z modelu),  $l$  [mm] – długość przewodu,  $d$  [mm] – średnica przewodu,  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] – współczynnik lepkości kinematycznej,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstość cieczy.

W analizowanym układzie zostały również wyznaczone miejscowe straty ciśnienia. Uwzględniono elementy łączące przewody oraz elementy zmieniające kierunek przepływu cieczy. Do obliczeń zastosowano równanie [61–63]:

$$\Delta p_{sm} = \zeta \frac{\rho Q^2}{2 A^2}, \quad (39)$$

gdzie:  $\zeta$  – współczynnik strat rozważanego elementu,  $A$  [mm<sup>2</sup>] – pole przekroju poprzecznego elementu przez który przepływa olej hydrauliczny.

Chwilowe zmiany ciśnienia w układzie powodują zmianę średnicy elastycznych przewodów hydraulicznych. Promień przewodu obciążonego ciśnieniem wewnętrznym [77,78] to:

$$r_p = r + \frac{r^2}{g * E_w} * p, \quad (40)$$

gdzie:  $r$  [mm] – promień nieobciążonego przewodu,  $g$  [mm] – grubość ścianki przewodu,  $E_w$  [GPa] – moduł sprężystości przewodu,  $p$  [MPa] – ciśnienie w przewodzie.

Na tej podstawie można wyznaczyć chwilową objętość przewodu:

$$V_n = \pi * r_p^2 * l. \quad (41)$$

Natężenie przepływu na wyjściu z pompy z uwzględnieniem akumulacji cieczy przez elastyczne przewody hydrauliczne wynosi:

$$Q_a = Q_n + \frac{(V_{n-1} - V_n)}{t_n}, \quad (42)$$

gdzie:  $Q_n$  [dm<sup>3</sup>/min] – chwilowa wydajność,  $V_n$  [dm<sup>3</sup>] – chwilowa objętość przewodu elastycznego,  $t_n$  [min] – czas.

Przygotowany opis zjawiska został uwzględniony w modelu teoretycznym pompy. Równanie (42) uwzględniono dla przewodów łączących zespoły z komorą tłoczną i przewodu łączącego kolektor tłoczny pompy z blokiem zaworowym. W ten sposób model teoretyczny będzie w większym stopniu odpowiadał prototypowi pompy badanemu w trakcie badań eksperymentalnych.

W modelu uwzględniono również ściśliwość cieczy, czyli zmianę objętości cieczy pod wpływem panującego w niej ciśnienia. Zostało to opisane za pomocą równania:

$$Q_{\beta} = Q_n - Q_n * \beta * \Delta p \quad (43)$$

gdzie:  $Q_n$  [dm<sup>3</sup>/min] – chwilowa wydajność,  $\beta$  [1/Pa] – współczynnik ściśliwości,  $\Delta p$  [MPa] – przyrost ciśnienia.

#### 4.3.3. Model zmiany wydajności pompy

Części modelu przedstawione wcześniej w tym rozdziale nie odnosiły się bezpośrednio do zmiany wydajności właściwej pompy. Zależy ona od wartości mimośrodowość wału napędowego uwzględnionego w modelu kinematycznym. Jest to korba czworoboku przegubowego oznaczona symbolem  $e$ . Podczas zatrzymania jednej z tarcz hamulcowych zmiana wartości mimośrodowość zależy od kierunku obrotów wału napędowego oraz od liczby wykonanych obrotów. Wynika to z budowy mechanizmu, w którym jarzmo połączone jest sztywno z wałem napędowym. Zatrzymanie jednej z tarcz nie powoduje zatrzymania jarzma. W związku z tym liczba obrotów koła zębatego tarczy równa się liczbie obrotów wału napędowego. Napęd przekazywany jest przez przekładnię zębatą walcową, a następnie przez przekładnię zębatą stożkową do przekładni śrubowej. Przesunięcie trzpienia mechanizmu zależy będzie od przełożenia kolejnych przekładni: walcowej, stożkowej i od skoku śruby trapezowej. W związku z powyższym aktualna wartość mimośrodowość może zostać opisana za pomocą następującego równania:

$$e_k = e_p \pm m \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot k, \quad (44)$$

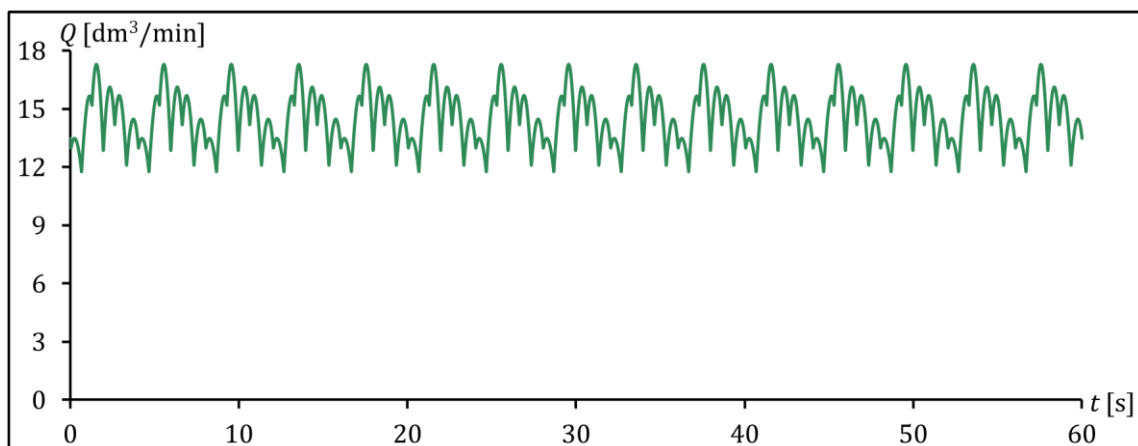
gdzie:  $e_p$  [mm] – początkowa wartość mimośrodowość (przed zatrzymaniem tarczy hamulcowej),  $m$  – liczba obrotów wykonanych przez wał napędowy podczas zatrzymania tarczy,  $z_1$  – liczba zębów koła zębatego walcowego 1,  $z_2$  – liczba zębów koła zębatego walcowego 2,  $z_3$  – liczba zębów koła zębatego stożkowego 1,  $z_4$  – liczba zębów koła zębatego stożkowego 2,  $k$  [mm] – skok śruby trapezowej.

Równanie to zostało zaimplementowane w modelu kinematycznym pompy. Dzięki temu możliwe było przeprowadzenie badań symulacyjnych pompy, a także wyznaczenie jej charakterystyki podczas zmiany wydajności właściwej. W przypadku opracowanego modelu przyjęto, że tarcze mechanizmu zatrzymywane są natychmiast przez hamulec.

#### 4.4. Badania symulacyjne

##### 4.4.1. Charakterystyki wydajności pompy

Przedstawiony model teoretyczny posłużył do przeprowadzenia badań symulacyjnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej. Pierwsza część badań miała na celu sprawdzenie wpływu parametrów konstrukcyjnych na otrzymywane wyniki. Badania te umożliwiły weryfikację założeń konstrukcyjnych dotyczących prototypu. W dalszej części badań symulacyjnych wyznaczono charakterystyki wydajności pompy  $Q$ , w funkcji czasu  $t$  lub położenia kąтового wału napędowego  $\alpha$ , dla zakresów parametrów pracy odpowiadających badaniom eksperymentalnym. Przykładowa charakterystyka wydajności pompy  $Q(t)$ , otrzymana przy pomocy modelu, została przedstawiona na rysunku 22.

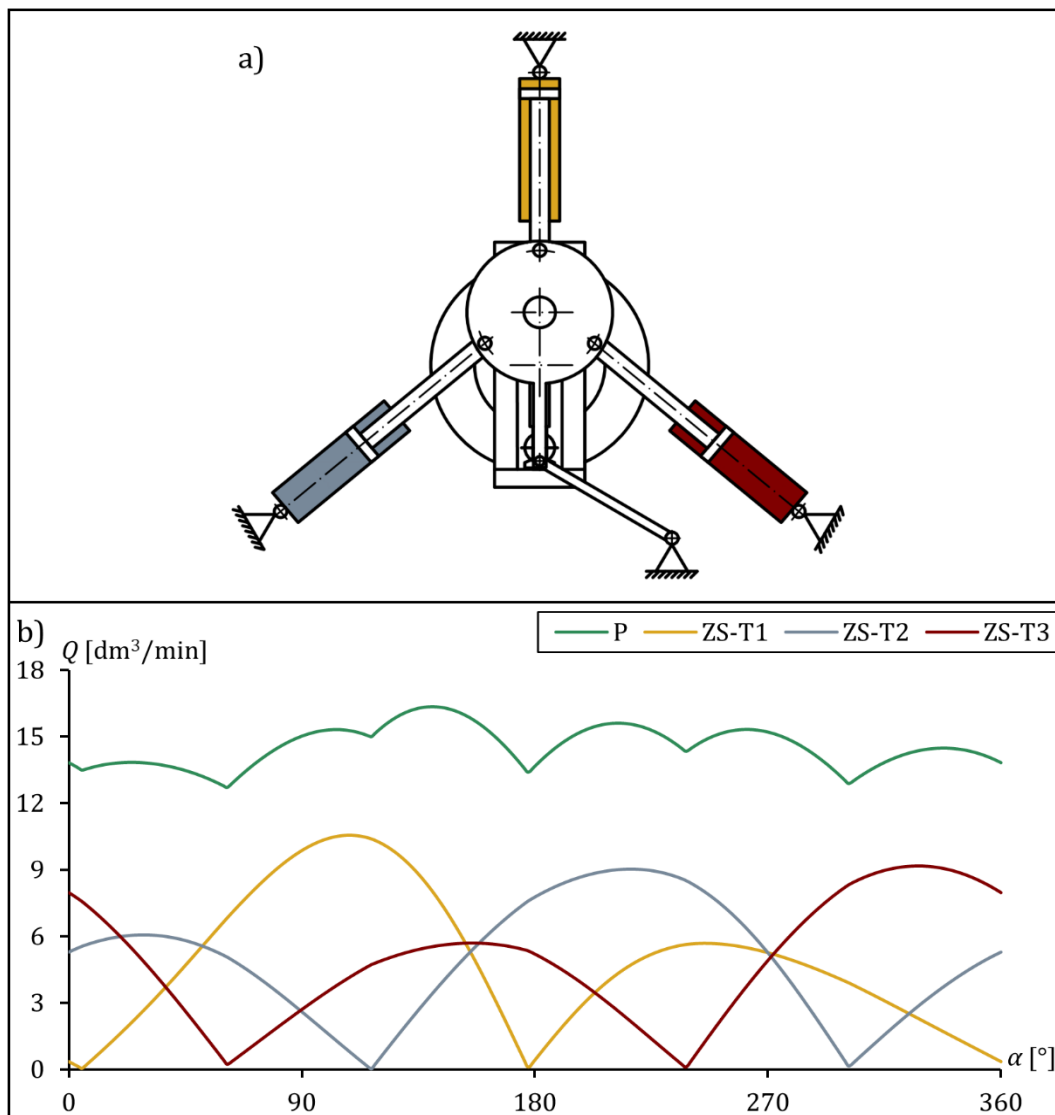


Rysunek 22. Przykładowa charakterystyka  $Q(t)$ :  
kierunek P,  $n = 15$  obr/min,  $p = 1$  MPa,  $e = 80$  mm

Widoczna jest na niej znaczna nierównomierność wydajności. Dla tych badań zastosowano następujące parametry pracy pompy:

- prędkość obrotowa wału napędowego  $n$  [obr/min],
- mimośród wału napędowego  $e$  [mm],
- ciśnienie po stronie tłocznej pompy  $p_p$  [MPa],
- kierunek obrotów:

- zgodnie z ruchem wskazówek zegara, w lewo (oznaczenie: kierunek L),
- przeciwnie do ruchu wskazówek zegara, w prawo (oznaczenie: kierunek P).



Rysunek 23. Wydajność pompy wraz z wydajnościami pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących: a) schemat pompy, b) charakterystyki  $Q(\alpha)$  pompy oraz jej zespołów:  $n = 15 \text{ obr/min}$ ,  $p = 1 \text{ MPa}$ ,  $e = 80 \text{ mm}$ , kierunek P, gdzie P – wydajność pompy, ZS-Ti – wydajności kolejnych zespołów ssąco-tłoczących pompy,

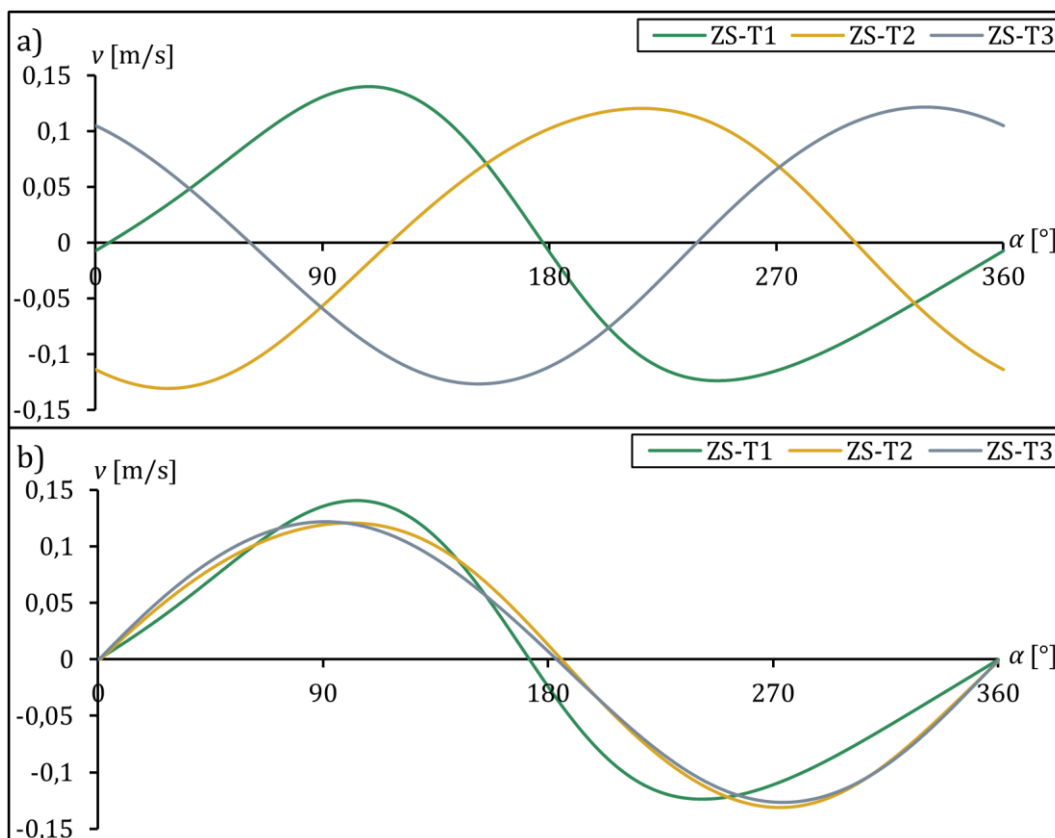
Rysunek 23a przedstawia schemat pompy z osobno oznaczonymi kolejnymi zespołami ssąco-tłoczącymi. Odpowiadają one oznaczeniom z wykresu przedstawionego na rysunku 23b. Jest to przykładowa charakterystyka  $Q(\alpha)$  otrzymana za pomocą modelu teoretycznego. Obejmuje ona wydajność całej pompy oraz wydajności pojedynczych zespołów w funkcji położenia kąтового wału napędowego. Na wykresie widoczne jest, jak przebiegi dla pojedynczych zespołów składają się na wydajność całkowitą pompy. Widoczne są również punkty, w których następują zmiany fazy pracy komór zespołów.



W przypadku charakterystyk pojedynczych zespołów składają się one z dwóch części, odpowiadających dwóm komorom wyporowym. Część dla której osiągnięto większą maksymalną wydajność chwilową to charakterystyka komory tłokowej, a ta o mniejszej maksymalnej wydajności chwilowej – komory tłoczyskowej zespołu ssąco-tłoczącego. Punkt zerowy na wykresach to pozycja, w pobliżu której rozpoczyna się faza tłoczenia oleju z komory tłokowej 1 zespołu ssąco-tłoczącego (na schemacie z rysunku 23a przedstawiono pompę w pozycji położenia kąтового wału wynoszącego  $180^\circ$ ). Ten sam punkt zerowy został przyjęty do większości dalej przedstawionych wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych.

#### **4.4.2. Badania wpływu długości elementów ramienia reakcyjnego na charakterystyki wydajności pompy**

Na rysunku 23b widoczna jest różnica pomiędzy przebiegami wydajności pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących. W celu lepszego zobrazowania tego zjawiska, na rysunku 24a, pokazano prędkości tłoczysk kolejnych zespołów w funkcji położenia kąтового wału napędowego pompy. Wyniki te zostały obliczone za pomocą modelu kinematycznego przedstawionego w rozdziale 4.3.1. Rysunek 24b ukazuje te same charakterystyki, lecz w tym przypadku jako punkt zerowy przyjęto miejsce, w którym komora tłokowa każdego z zespołów rozpoczyna tłoczenie oleju. Prędkość dodatnia, na wykresach z rysunku 24, oznacza ruch tłoka powodujący wsuwanie się tłoczyska zespołu do cylindra, czyli tłoczenie oleju z komory tłokowej. Ujemna wartość prędkości oznacza wysuwanie się tłoczyska, czyli tłoczenie oleju z komory tłoczyskowej. Różnice w prędkościach tłoków kolejnych zespołów ssąco-tłoczących wynikają z wpływu ramienia reakcyjnego na charakterystykę pracy pompy. Zespoły w trakcie obrotu wału napędowego wychylają się, ruch ten jest stabilizowany przez ramię reakcyjne. Zostało to już opisane matematycznie podczas analizy czworoboku przegubowego (rozdział 4.3.1), którego elementami są części ramienia reakcyjnego: wahacz  $b$  oraz łącznik  $c$ . Jest to kolejne zjawisko wpływające na nierównomierność wydajności pompy. W związku z tym należy przeanalizować wpływ tych parametrów na charakterystykę pompy.



Rysunek 24. Prędkości tłoków pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących, a) w trakcie pracy pompy, b) dla tego samego punktu 0° zespołów

W celu dokładnego sprawdzenia wpływu długości elementów ramienia na charakterystykę wydajności pompy przeprowadzono serię badań symulacyjnych. Posłużył do tego model kinematyczny pompy (bez modelu zjawisk hydraulicznych), na podstawie którego wyznaczono charakterystyki wydajności pompy. Dzięki tym wynikom obliczono wartości współczynnika nierównomierności wydajności pompy  $\delta$  (równanie (12)). Zakresy parametrów podczas badań zostały określone na podstawie przyjętych warunków brzegowych. Pierwszym z nich była łączna długość łącznika oraz wahacza – musiała być większa lub równa sumie długości podstawy oraz korby. Dzięki temu korba będzie mogła wykonać pełen obrót i nie zostanie zablokowana w przypadku ustawienia w linii łącznika oraz wahacza. Warunek ten jest niezbędny do pracy pompy. Kolejne warunki odnoszą się do budowy prototypu. Łącznik powinien mieć minimalną długość, która pozwoli na montaż w tarczy łączącej oraz na połączenie go z wahaczem. Również jego maksymalna długość jest ograniczona przez ramę pompy tak, aby nie wystąpiła kolizja pomiędzy tymi elementami. W przypadku długości wahacza jego minimalna oraz maksymalna długość, wynikają z wcześniejszych założeń. Dodatkowo konieczna jest analiza kolizji: z ramą lub z zespołami ssąco-tłoczącymi pompy, które mogą

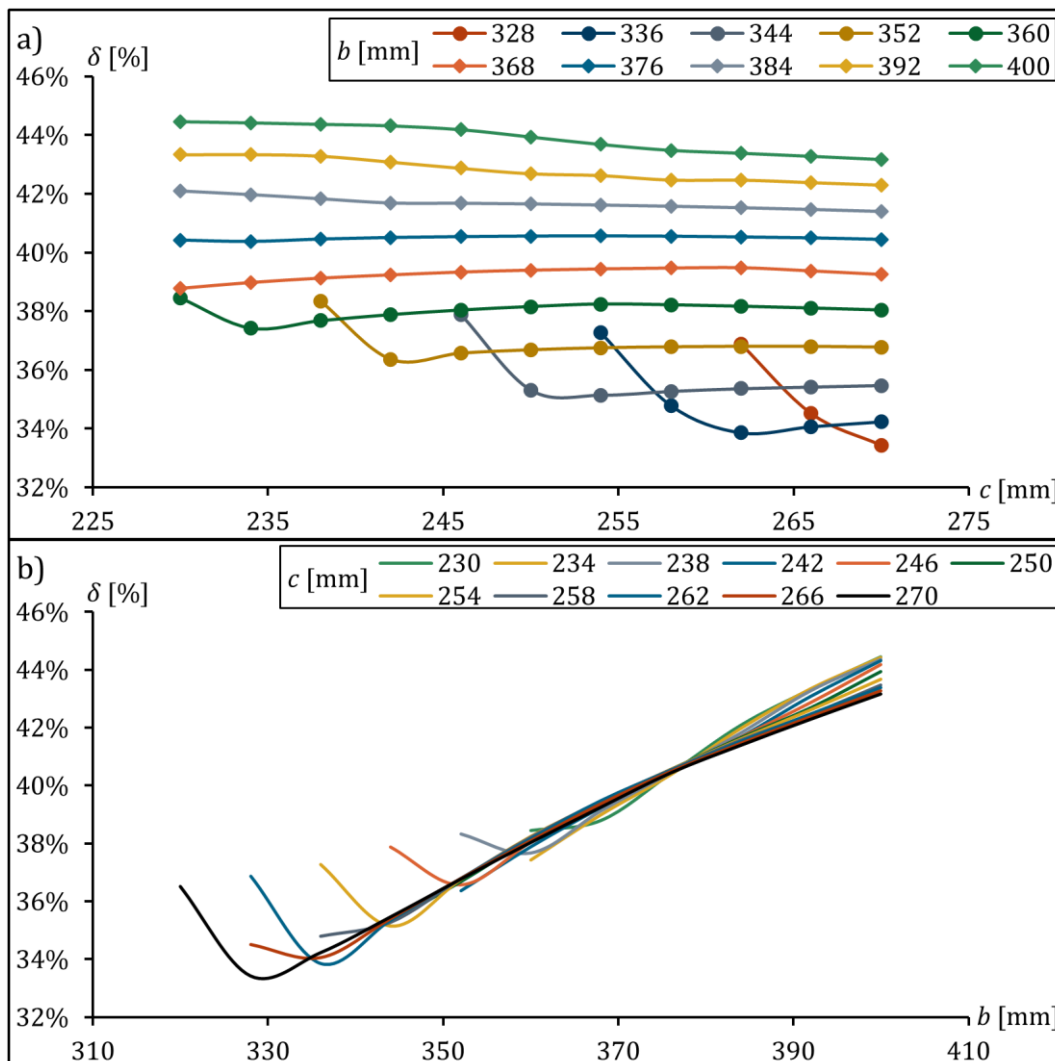
wystąpić w przypadku nieodpowiednich długości tych elementów. Po analizie poczynionych założeń oraz sprawdzeniu potencjalnych kolizji, przyjęto zakresy do badań symulacyjnych, od 320 do 400 mm dla wahacza oraz od 230 do 270 mm dla łącznika. Pozostałe parametry odpowiadają parametrom prototypu pompy. W przypadku mimośrodów  $e$  dla tych badań przyjęto wartość 90 mm. Odpowiada ona maksymalnej wartości mimośrodu podczas głównych serii badań eksperymentalnych. Taka wartość została przyjęta ze względu na związaną z nią największą osiąganą wydajność właściwą pompy. W takiej sytuacji różnice pomiędzy ekstremami przebiegu wydajności są największe i najistotniejsze jest zmniejszenie pulsacji wydajności właśnie dla tych parametrów. Dla wszystkich serii przyjęto taką samą, stałą prędkość obrotową wynoszącą 15 obr/min oraz kierunek obrotów w prawo. Dla dobranych zakresów badań wyniki współczynnika nierównomierności wydajności  $\delta$  przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Współczynniki nierównomierności  $\delta$  [%] wydajności dla różnych długości elementów ramienia reakcyjnego pompy

Długość łącznika $c$ [mm]	Długość wahacza $b$ [mm]										
	320	328	336	344	352	360	368	376	384	392	400
230	X	X	X	X	X	38,44	38,79	40,42	42,09	43,33	44,45
234	X	X	X	X	X	37,42	38,98	40,37	41,97	43,34	44,41
238	X	X	X	X	38,33	37,68	39,13	40,45	41,83	43,28	44,36
242	X	X	X	X	36,36	37,88	39,24	40,51	41,68	43,08	44,31
246	X	X	X	37,87	36,57	38,04	39,33	40,54	41,67	42,87	44,18
250	X	X	X	35,31	36,68	38,15	39,40	40,55	41,65	42,68	43,93
254	X	X	37,27	35,14	36,75	38,24	39,44	40,56	41,61	42,62	43,68
258	X	X	34,79	35,27	36,78	38,21	39,47	40,55	41,57	42,47	43,48
262	X	36,87	33,86	35,36	36,80	38,16	39,48	40,52	41,52	42,47	43,38
266	X	34,52	34,07	35,42	36,80	38,10	39,37	40,49	41,46	42,38	43,28
270	36,52	33,43	34,23	35,47	36,77	38,04	39,25	40,44	41,40	42,30	43,17

W tabeli 2 w części komórek wpisano znak "X". Oznacza to, że dla tych parametrów badań łączna długość obu elementów jest za mała i nie można przeprowadzić symulacji. Na wykresie z rysunku 25a zebrano wartości współczynnika w funkcji długości wahacza.

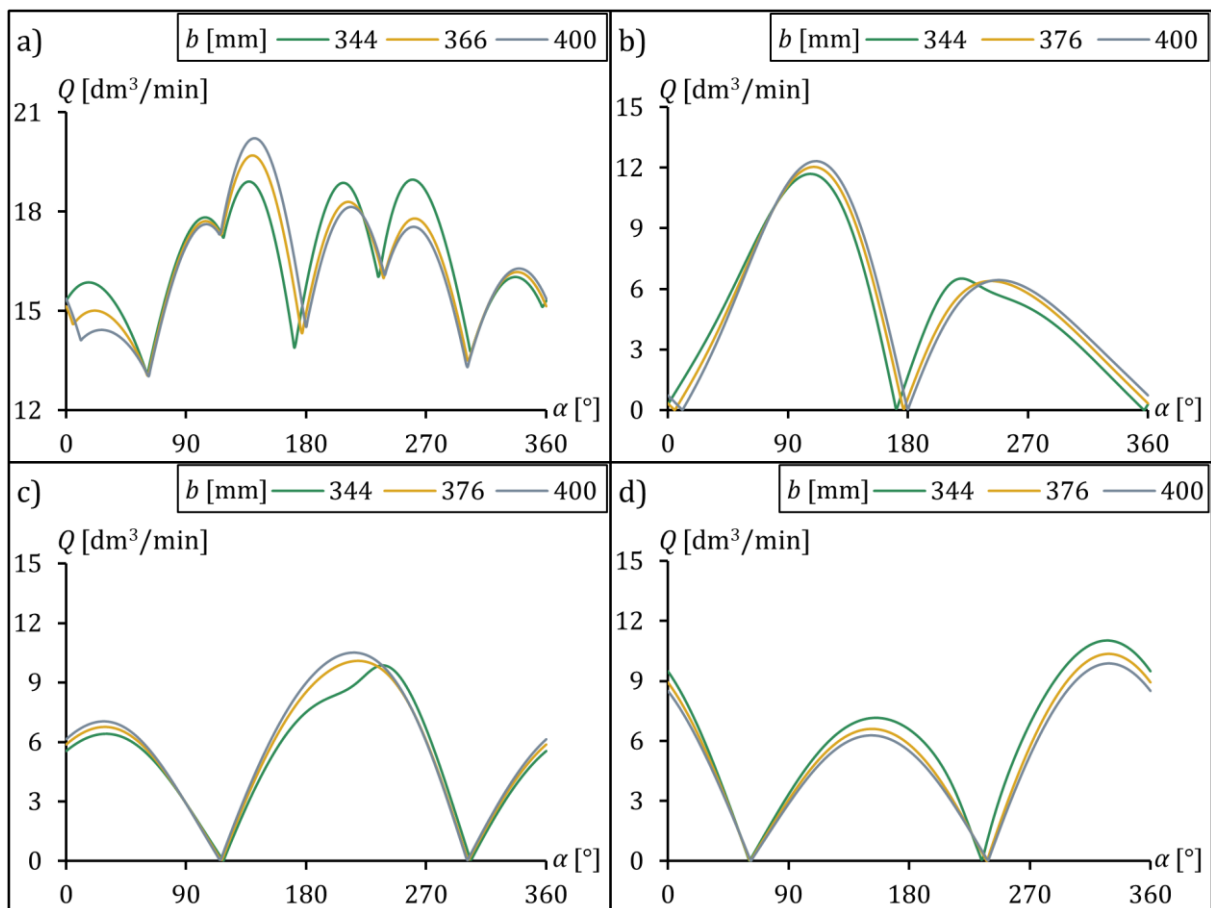
Wykres z rysunku 25b przedstawia natomiast wartości współczynnika w funkcji długości łącznika.



Rysunek 25. Wpływ długości elementów ramienia reakcyjnego na współczynnik nierównomierności wydajności: a) łącznika, b) wahacza

Porównując przebiegi przedstawione na rysunkach 25a i 25b można zaobserwować wpływ ramienia reakcyjnego na nierównomierność wydajności pompy. W przypadku łącznika występuje znaczny wzrost dla wartości granicznych, czyli takich, dla których suma długości obu elementów ramienia reakcyjnego jest niewiele większa od sumy długości podstawy i korby. W przypadku takiego zestawu parametrów współczynniki przyjmują większą wartość. Po zwiększeniu długości łącznika (przy zachowaniu takiej samej długości wahacza) wartość współczynnika maleje i następnie stabilizuje się. Charakterystyka ta jest widoczna dla wszystkich serii, w których przyjęto wartości graniczne. Znacznie większy wpływ na współczynnik nierównomierności wydajności ma

długość wahacza. Wizualizacja tych wyników znajduje się na rysunku 25b. Można zaobserwować duży wpływ parametru, utrudniający analizę wykresu. Współczynnik przyjmuje większe wartości dla granicznej sumy parametrów, następnie jego wartość maleje wraz ze wzrostem długości i później znów wzrasta. Po przekroczeniu wartości granicznych kolejne serie mają zbliżony przebieg pomimo różnej długości łącznika. Analiza tych wyników pozwoliła potwierdzić ewidentny wpływ parametrów ramienia reakcyjnego na nierównomierność wydajności pompy. Należy zwrócić szczególną uwagę na wahacz, czyli element ramienia reakcyjnego przymocowany do ramy pompy. W celu lepszego zaprezentowania różnic w charakterystykach przedstawiono przykładowe przebiegi wydajności pojedynczych zespołów oraz całej pompy dla różnych wartości długości wahacza i dla takiej samej długości łącznika. Zostały one zebrane i przedstawione na rysunku 26.



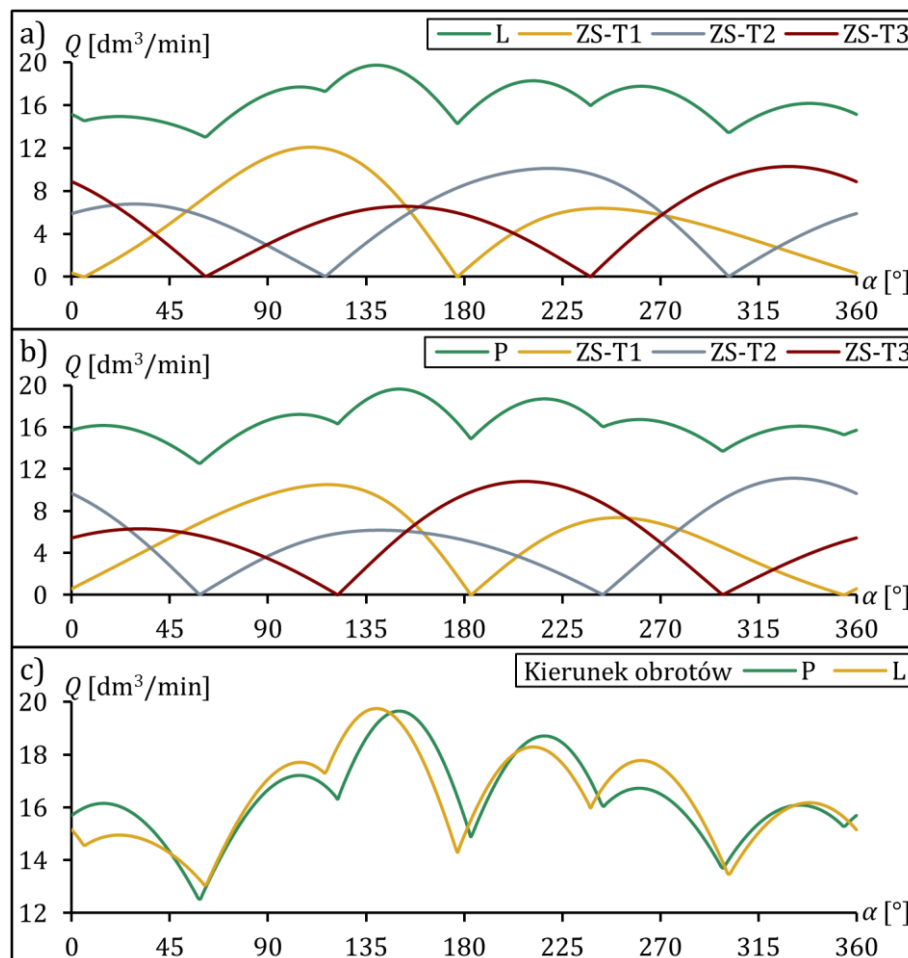
Rysunek 26. Porównanie charakterystyk  $Q(\alpha)$  dla różnych długości wahacza ramienia reakcyjnego oraz przy stałej długości łącznika wynoszącej 250 mm:  $n = 15$  obr/min,  $e = 90$  mm, kierunek L, a) cała pompa, b) 1 zespół ssąco-tłoczący, c) 2 zespół ssąco-tłoczący, d) 3 zespół ssąco-tłoczący

Przedstawione charakterystyki dobrze prezentują wpływ długości wahacza na przebiegi wydajności. Szczególnie wyróżnia się seria dla długości wynoszącej 344 mm. Na wykresach z tej serii otrzymanych dla zespołów 1 i 2 (rysunki 26b i c) widoczne są lokalne wahania przebiegu pomiędzy kątem  $180^\circ$  a  $270^\circ$ . Z przeprowadzonej analizy wynika, że jest to związane ze zmianą kierunku wychylenia łącznika (wraz z tarczą łączącą), która następuje w tym miejscu. Przekłada się to na wydajność komory tłoczyskowej pierwszego zespołu oraz komory tłokowej drugiego zespołu. To przełamanie charakterystyki nie osiąga dużych wartości oraz nie wpływa znacząco na wydajność całkowitą, co jest widoczne na wykresie z rysunku 26a. Zjawisko to występuje również w pozostałych seriach z graniczną sumą długości elementów ramienia. Na przedstawionych wykresach można również zaobserwować wpływ długości wahacza na punkty zmiany faz pracy komór wporowych.

Po przeprowadzeniu analizy przystąpiono do dostosowania długości elementów ramienia reakcyjnego prototypu. Ustalona długość łącznika wyniosła 249 mm. Jak wcześniej opisano, jej wpływ na współczynnik nierównomierności wydajności jest niewielki, z tego względu najważniejsze były kryteria konstrukcyjne głównie przystosowanie do prawidłowego montażu w tarczy łączącej oraz połączenia z wahaczem. Przypadek wahacza rozpatrzono bardziej szczegółowo. Maksymalna wartość mimośrodowa możliwa do ustawienia wynosi 95 mm. Dla tej wartości pompa również musi działać prawidłowo, co uwzględniono w doborze długości wahacza. Kolejnym warunkiem, który musi zostać spełniony jest minimalna długość łączna łącznika oraz wahacza. Nie może ona być równa lub bliska granicznej, aby wał napędowy mógł wykonać pełen obrót. W przypadku łącznej długości bliskiej granicznej mogłoby również nastąpić przegięcie ramienia reakcyjnego w drugim kierunku, co spowodowałoby uszkodzenie pompy. Wartość ta musi być odpowiednio większa, aby uwzględnić dokładności wykonania elementów prototypu pompy oraz ich montażu. Podczas procesu dopasowania tego parametru przeprowadzono również analizę mogących wystąpić kolizji pomiędzy częściami pompy. Po uwzględnieniu wszystkich założeń, dobrano długość wahacza wynoszącą 378 mm. Pozwoli to na uzyskanie współczynnika nierównomierności wydajności pompy na poziomie 40,8% dla wartości mimośrodowa wynoszącej 90 mm. Długość ta gwarantuje poprawną pracę pompy.

#### 4.4.3. Badania wpływu kierunku obrotów wału napędowego na charakterystyki wydajności pompy

Ramię reakcyjne nie jest zamocowane centralnie w ramie pompy, co wpływa na charakterystykę jej pracy. Różnice w przebiegach wydajności będą widoczne przy zmianie kierunku obrotów, gdy ramię zamocowane jest po jednej ze stron względem środka pompy. W przypadku analizowanym w tej pracy, wahacz zamocowany jest po stronie trzeciego zespołu ssąco-tłoczącego (rysunek 23). Rozrząd zaworowy umożliwia poprawną pracę pompy dla obu kierunków obrotu. W związku z tym przeprowadzono badania symulacyjne, których celem było dobranie jednego kierunku obrotów dla dalszych badań, zwłaszcza eksperymentalnych. Wykresy przebiegów wydajności całej pompy wraz z charakterystykami pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących przedstawiono na rysunku 27. Badania te przeprowadzono za pomocą modelu kinematycznego bez modelu zjawisk hydraulicznych.



Rysunek 27. Porównanie charakterystyk  $Q(\alpha)$  pompy oraz jej pojedynczych zespołów dla różnych kierunków obrotu wału napędowego pompy:  $n = 15$  obr/min,  $e = 90$  mm, a) kierunek P, b) kierunek L, c) porównanie

Tabela 3. Współczynniki nierównomierności wydajności dla różnych wartości mimośrodów oraz kierunku obrotów wału napędowego pompy

Mimośród wału napędowego $e$ [mm]	Wydajność właściwa teoretyczna $q$ [dm <sup>3</sup> ]	Współczynnik nierównomierności wydajności $\delta$ [%]		Różnica
		Obroty w prawo (P)	Obroty w lewo (L)	
5	0,0607	17,10%	15,56%	1,54%
10	0,1213	18,34%	16,30%	2,04%
15	0,1820	19,51%	17,64%	1,87%
20	0,2426	20,64%	18,84%	1,80%
25	0,3033	21,94%	20,22%	1,72%
30	0,3640	23,26%	21,77%	1,50%
35	0,4246	24,68%	23,37%	1,30%
40	0,4853	26,14%	25,15%	0,99%
45	0,5459	27,63%	26,94%	0,69%
50	0,6066	29,12%	28,73%	0,39%
55	0,6672	30,64%	30,55%	0,10%
60	0,7279	32,17%	32,37%	-0,21%
65	0,7885	33,69%	34,14%	-0,45%
70	0,8492	35,11%	35,87%	-0,76%
75	0,9100	36,54%	37,64%	-1,11%
80	0,9707	37,96%	39,46%	-1,50%
85	1,0316	39,39%	41,35%	-1,96%
90	1,0925	40,81%	43,32%	-2,51%
95	1,1535	42,21%	45,39%	-3,18%

W przypadku obu wykresów przyjęto ten sam punkt zerowy, dobrany w rozdziale 4.4.1. Na przedstawionych wykresach widoczne są różnice w przebiegach, zwłaszcza porównując wyniki dla całej pompy. Nie występują jednak znaczące różnice, ani żadne zjawiska, które wykluczyłyby jeden z kierunków obrotów. W zawiązku z tym, dalszy proces wyboru kierunku obrotów pompy do badań, został oparty na współczynniku nierównomierności wydajności pompy. Za pomocą wyników otrzymanych z modelu kinematycznego wyznaczono wartości współczynnika nierównomierności wydajności. Podczas badań symulacyjnych przyjęto wartości mimośrodu od 5 do 95 mm (z krokiem 5 mm) dla obu kierunków obrotu. Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 3. Zebrano



w niej także obliczoną wydajność właściwą pompy dla różnych wartości mimośrodów wału napędowego. Wyniki te są takie same dla obu kierunków obrotu. W kolejnych kolumnach przedstawiono wartości współczynnika oraz różnice pomiędzy nimi. Dodatkowo kolorem zielonym oznaczono mniejszą wartość współczynnika nierównomierności wydajności dla serii z taką samą wartością mimośrodu. Na przedstawionych wynikach widoczna jest różnica pomiędzy kierunkami obrotów. Dla mniejszych wartości (od 5 do 55 mm) mniejszą wartość otrzymano dla kierunku obrotu w lewo. Za to dla wartości od 60 do 95 mm mniejsze wartości współczynnika otrzymano dla kierunku obrotów w prawo. Widoczny jest również wzrost współczynnika występujący wraz ze wzrostem wydajności właściwej badanej pompy dla obu serii. Wpływ na to ma geometria pompy – wzrost skoku zespołów podczas pełnego obrotu wału napędowego. W przypadku większego skoku większy jest gradient prędkości tłoków. Dlatego wydajności pojedynczych komór wyporowych zmieniają się bardziej dynamicznie. To bezpośrednio przekłada się na wydajność całkowitą pompy, która jest sumą wydajności wszystkich jej komór wyporowych. Na podstawie uzyskanych wyników do dalszych badań wybrano kierunek obrotów w prawo (przeciwnie do ruchu wskazówek zegara). Jest to związane z mniejszą wartością współczynnika nierównomierności wydajności dla większych wartości mimośrodu wału napędowego, czyli wydajności właściwej pompy. Taka cecha jest bardziej korzystna również w kontekście wytłumienia tej nierównomierności, np. przy pomocy akumulatora hydraulicznego. W przypadku większej wartości współczynnika większe są różnice pomiędzy wartościami chwilowymi maksymalnymi a minimalnymi wydajności objętościowej. Przy mniejszej wydajności właściwej różnice nie są tak duże, dlatego nie miały one decydującego wpływu na wybór kierunku obrotów wału napędowego pompy podczas badań.

#### **4.4.4. Badania symulacyjne wpływu parametrów pracy na charakterystyki wydajności pompy**

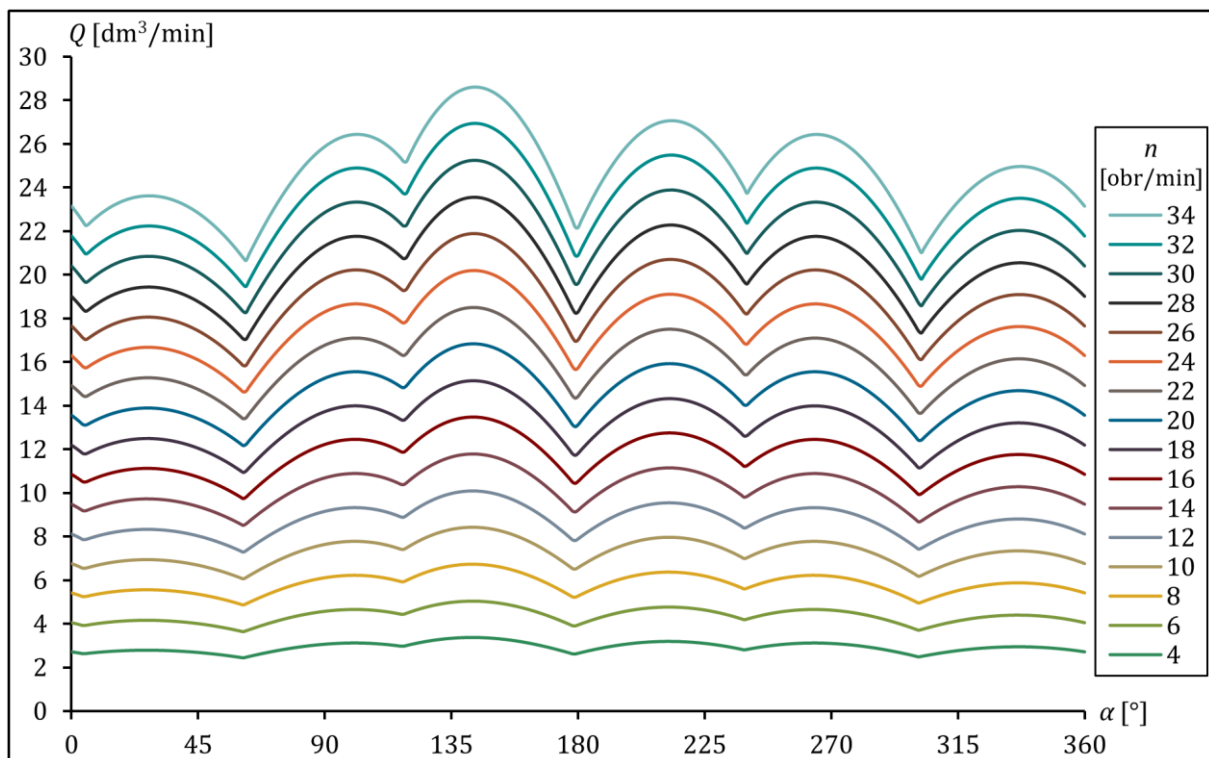
Dotychczas przedstawione badania symulacyjne pozwoliły na uściślenie parametrów pompy i metodyki badań oraz na wyznaczenie charakterystyk wydajności pompy z parametrami odpowiadających jej prototypowi. W przypadku pompy omawianej w tej pracy, zmiana wydajności właściwej odbywa się poprzez zmianę wartości mimośrodu wału napędowego. Pozostałe parametry geometryczne podczas pracy są stałe. Jest on również częścią czworoboku przegubowego, na podstawie którego

przygotowany został model pompy. Z tego względu w części pracy dotyczącej badań do opisu służyć będzie wartość mimośrodowa a nie wydajność właściwa. Powodem tego jest prostsza oraz dokładniejsza możliwość jego zmiany w modelu oraz, w późniejszym etapie badań eksperymentalnych, możliwość weryfikacji poprzez pomiar ręczny. W tabeli 4 zebrano obliczoną za pomocą modelu kinematycznego wydajność właściwą teoretyczną całej pompy oraz pojedynczych jej zespołów. Oznaczenia zespołów odpowiadają przedstawionym na rysunku 23.

Tabela 4. Wydajność właściwa teoretyczna pompy dla różnych wartości mimośrodu wału napędowego

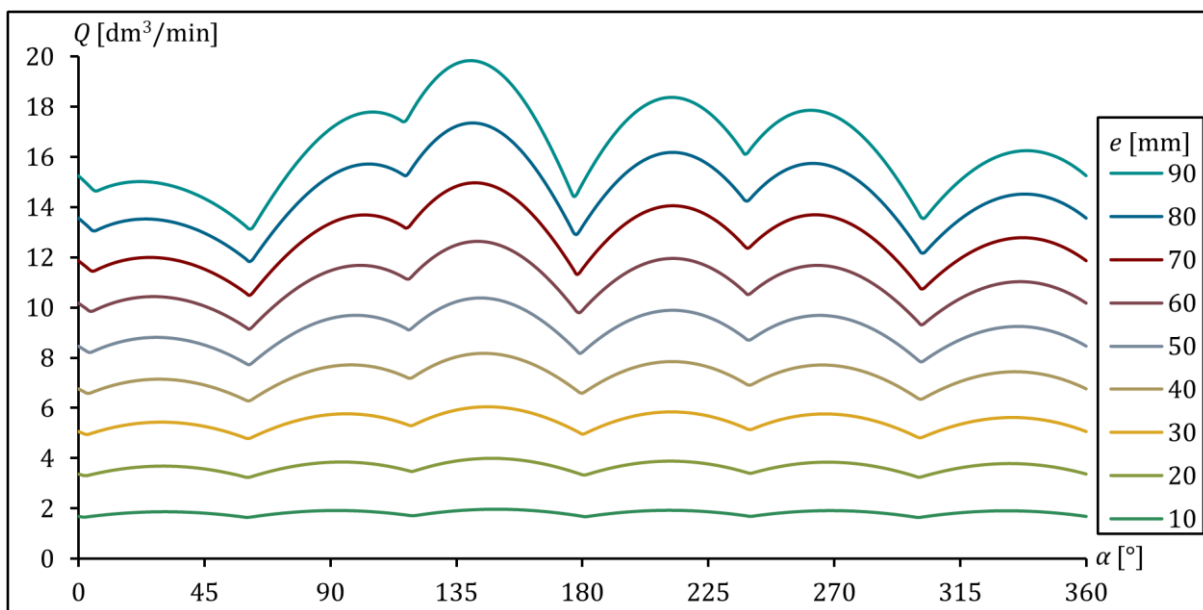
<b>Mimośród wału napędowego <math>e</math> [mm]</b>	<b>Wydajność właściwa teoretyczna 1 zespołu <math>q_1</math> [dm<sup>3</sup>]</b>	<b>Wydajność właściwa teoretyczna 2 zespołu <math>q_2</math> [dm<sup>3</sup>]</b>	<b>Wydajność właściwa teoretyczna 3 zespołu <math>q_3</math> [dm<sup>3</sup>]</b>	<b>Wydajność właściwa teoretyczna pompy <math>q_t</math> [dm<sup>3</sup>]</b>
5	0,020275	0,020495	0,019893	0,060663
10	0,040549	0,040986	0,039789	0,121324
15	0,060821	0,061473	0,059693	0,181986
20	0,081089	0,081951	0,079607	0,242647
25	0,101350	0,102419	0,099536	0,303304
30	0,121601	0,122873	0,119484	0,363958
35	0,141846	0,143311	0,139455	0,424612
40	0,162081	0,163728	0,159455	0,485264
45	0,182302	0,184121	0,179489	0,545911
50	0,202504	0,204486	0,199563	0,606553
55	0,222694	0,224828	0,219684	0,667206
60	0,242868	0,245137	0,239862	0,727867
65	0,263018	0,265412	0,260111	0,788541
70	0,283139	0,285650	0,280444	0,849233
75	0,303245	0,305845	0,300873	0,909963
80	0,323321	0,326004	0,321415	0,970740
85	0,343361	0,346116	0,342094	1,031571
90	0,363371	0,366176	0,362941	1,092488
95	0,383347	0,386181	0,384009	1,153538

Charakterystyki dla pojedynczych zestawów parametrów przedstawiono już we wcześniejszych rozdziałach tej pracy (rysunki 23, 26 i 27). W tym rozdziale przedstawione zostaną rodziny charakterystyk całej pompy dla różnych zestawów parametrów. Pierwsza z nich znajduje się na rysunku 28, gdzie zebrano przebiegi wydajności  $Q(\alpha)$  dla jednego obrotu przy takich samych wartościach mimośrodów oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym, ale dla różnych wartości prędkości obrotowej wału napędowego. Należy zwrócić uwagę, że wartość współczynnika nierównomierności wydajności dla wszystkich serii z rysunku 28 jest taka sama.

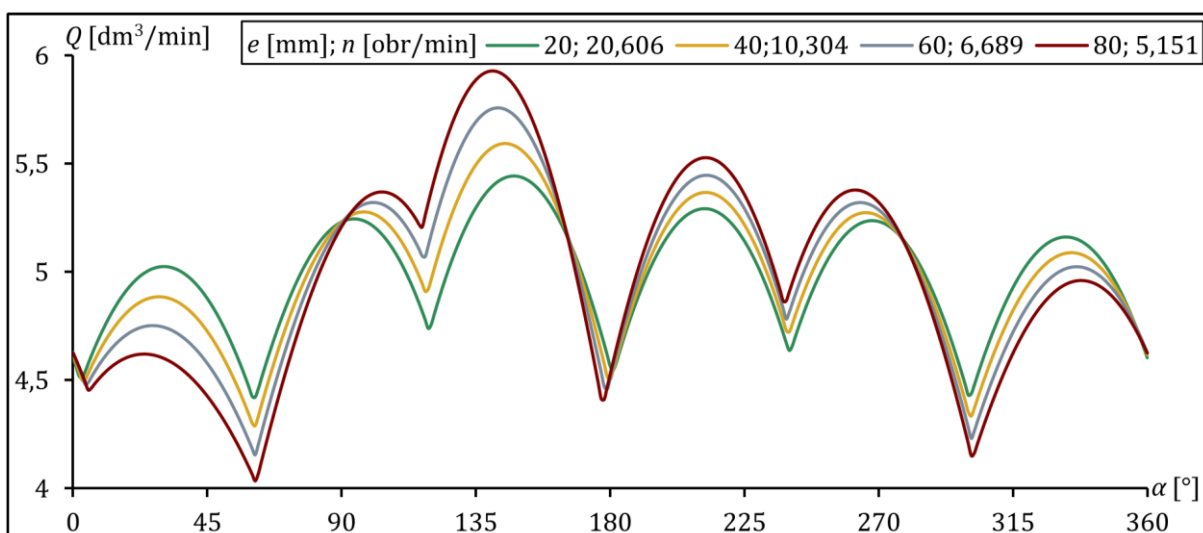


Rysunek 28. Rodzina charakterystyk  $Q(\alpha)$  otrzymana podczas badań symulacyjnych:  $p = 4$  MPa,  $e = 60$  mm

Rysunku 29 ukazuje kolejny zestaw charakterystyk. W tym przypadku stałe były: prędkość obrotowa wału napędowego oraz ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy. Wyniki te dobrze prezentują możliwość zmiany wydajności pompy dla takich samych parametrów napędu w celu uzyskania różnej jej wydajności. Wyniki przedstawione w tej formie nie pozwalają jednak na przedstawienie wpływu wartości mimośrodu wału napędowego na przebieg wydajności. Rysunek 30 przedstawia wyniki mające zaprezentować to zjawisko. Zebrano na nim serie otrzymane dla takiej samej średniej wydajności pompy wynoszącej 5 dm<sup>3</sup>/min.



Rysunek 29 Rodzina charakterystyk  $Q(\alpha)$  otrzymana podczas badań symulacyjnych:  $p = 6$  MPa,  $n = 15$  obr/min



Rysunek 30. Rodzina charakterystyk  $Q(\alpha)$  otrzymana podczas badań symulacyjnych:  $p = 2$  MPa,  $Q_{sr} = 5$  dm<sup>3</sup>/min

Na zaprezentowanych wykresach widoczne są różnice pomiędzy kolejnymi przebiegami. Jednoznacznie wzrost wartości mimośrodu zwiększa nieregularność otrzymywanych wyników, co zgadza się z wcześniejszym opisem wpływu tego parametru na pracę pompy i przekłada się przede wszystkim na nierównomierność wydajności. Dla serii przedstawionych na rysunku 30, wartości współczynnika zebrano w tabeli 5.

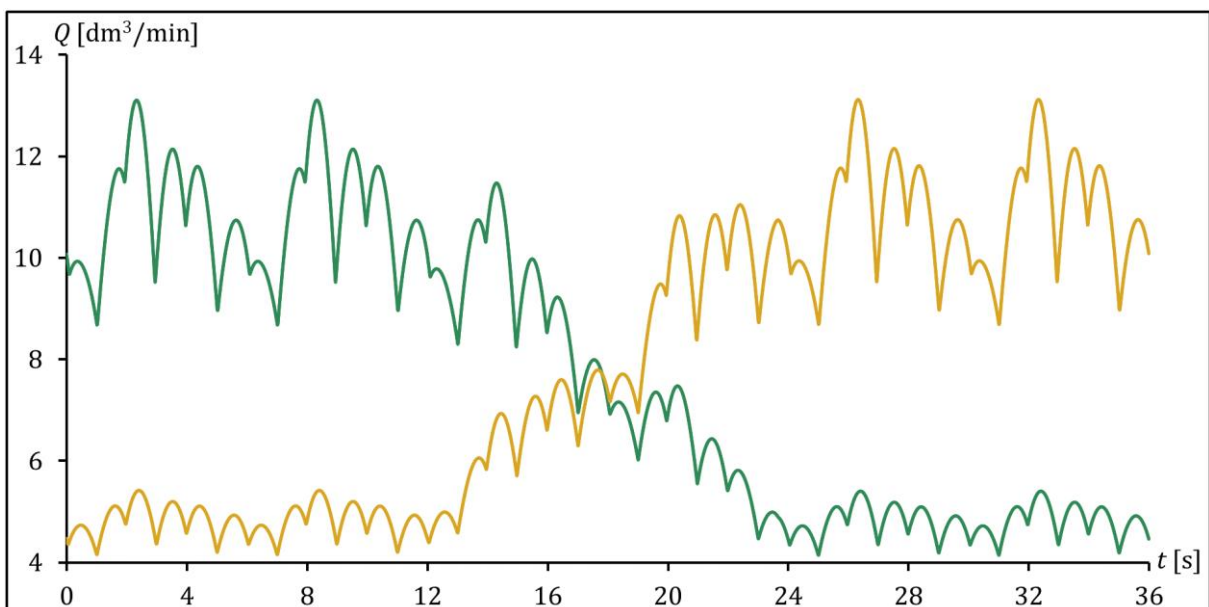
Tabela 5. Współczynniki nierównomierności wydajności dla serii z rysunku 30

$e$ [mm]	20	40	60	80
$\delta$ [%]	20,47	26,11	32,10	37,91

Wyniki te potwierdzają wcześniej postawione tezy. Zwiększenie wartości mimośrodowość powoduje zwiększenie nierównomierności wydajności pompy. Należałoby na tę sytuację zwrócić uwagę w przypadku aplikacji pompy tego typu. Aby uzyskać lepszą charakterystykę wydajności pompy, trzeba dobrać większą średnicę tłoków zespołów ssąco-tłoczących (przy odpowiedniej zmianie średnicy tłoczyska). Pozwoli to na otrzymanie bardziej równomiernej pracy urządzeń niż w przypadku zwiększenia skoku tłoków zespołów.

#### 4.4.5. Badania symulacyjne pompy podczas zmiany wydajności właściwej

Kolejną przeprowadzoną serią badań za pomocą przedstawionego modelu są badania charakterystyki wydajności pompy podczas zmiany jej wydajności właściwej. Celem ich było wyznaczenie przebiegów wydajności podczas tego procesu. Możliwość zmiany wydajności właściwej podczas pracy, tj. bez konieczności zatrzymywania urządzenia i przezbrajania go, stanowi bardzo istotną cechę przedmiotowej pompy. Z tego względu przeprowadzono weryfikację działania pompy podczas zmiany wydajności właściwej za pomocą badań symulacyjnych oraz eksperymentalnych. Przykładowe charakterystyki podczas zmniejszania oraz zwiększania wydajności właściwej przedstawiono na rysunku 31.



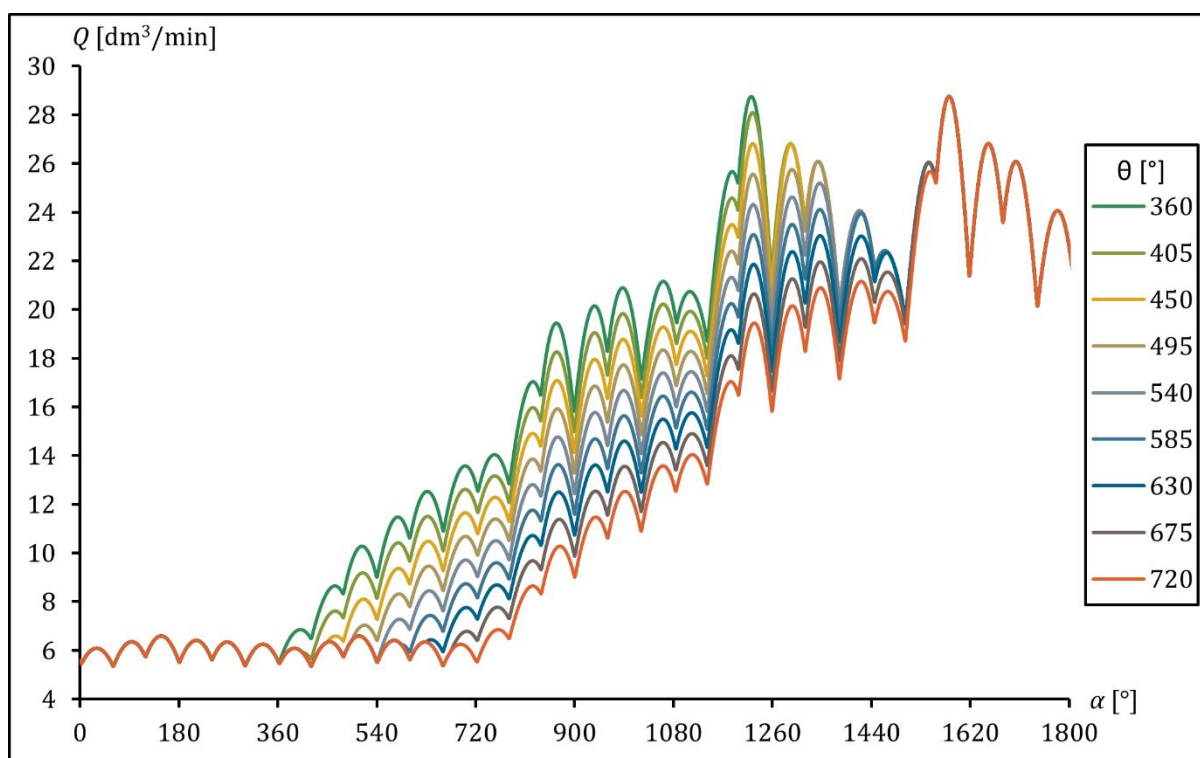
Rysunek 31. Charakterystyki pompy  $Q(t)$  podczas zmiany jej wydajności właściwej:  
 $n = 10$  obr/min,  $p = 6$  MPa,  $e_{p(k)} = 90$  mm,  $e_{k(p)} = 40$  mm,  $\theta = 720^\circ$

Dla tych serii zostały zamienione wartości początkowe oraz końcowe mimośrodowość, reszta parametrów jest identyczna. Podano je w opisie rysunku, oprócz stosowanych

wcześniej prędkości obrotowej wału napędowego pompy  $n$  oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym  $p_p$  są to:

- początkowa wartość mimośrodu wału napędowego  $e_p$  [mm] (czyli wartość mimośrodu przed rozpoczęciem zmiany wydajności właściwej pompy),
- końcowa wartość mimośrodu wału napędowego  $e_k$  [mm] (wartość finalnie osiągnięta podczas zmiany wydajności właściwej),
- pozycja kątowa  $\theta$  [°], która mówi o tym, w jakim położeniu kątowym wału napędowego od rozpoczęcia pracy przez pompę zatrzymana została tarcza mechanizmu.

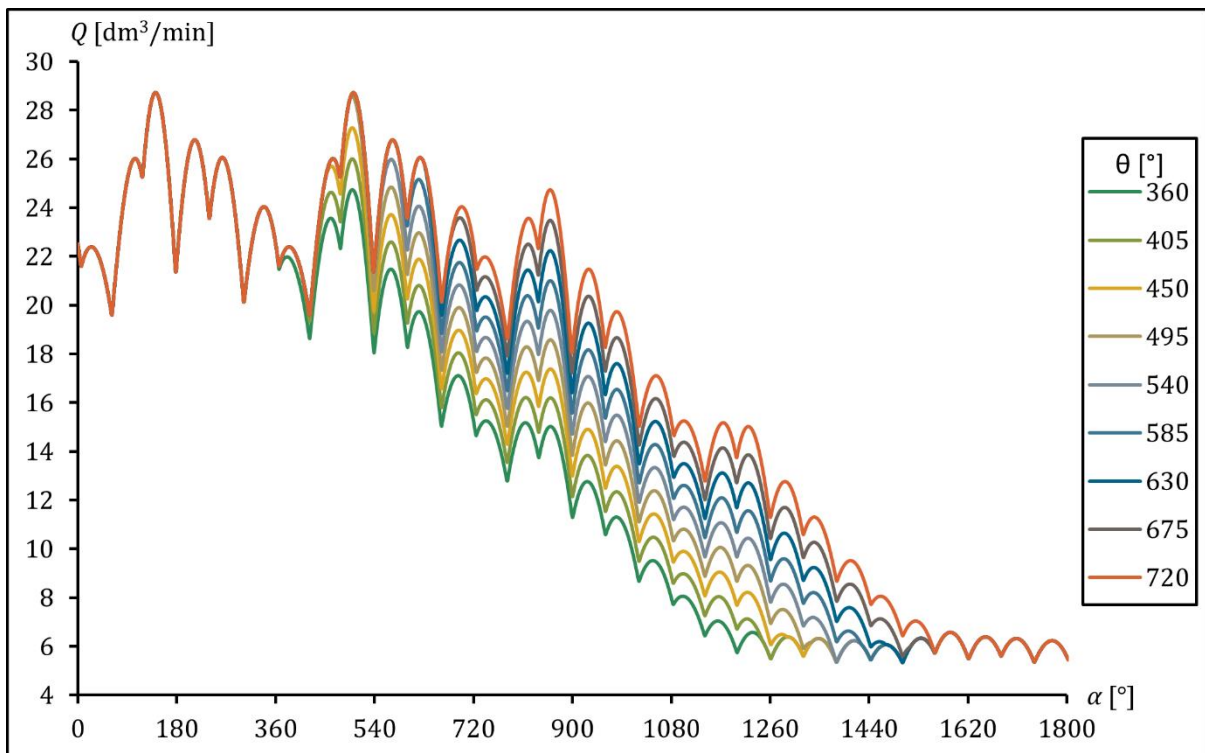
Na przedstawionym wykresie widać stopniową zmianę wydajności właściwej po zatrzymaniu jednej z tarcz hamulcowych mechanizmu zmiany mimośrodu. Widoczna jest wyraźna faza przejściowa, podczas której występowała stopniowa zmiana skoku zespołów. Przebieg jest jednak stabilny i przewidywalny. Podczas procesu istotne będzie miejsce, w którym rozpoczęta zostanie zmiana wydajności właściwej.



Rysunek 32. Rodzina charakterystyk pompy podczas zwiększania jej wydajności właściwej:  
 $n = 25 \text{ obr/min}$ ,  $p = 4 \text{ MPa}$ ,  $e_p = 20 \text{ mm}$ ,  $e_k = 80 \text{ mm}$

Inaczej wyglądał będzie przebieg zmiany i w zależności od punktu startu występować mogą miejscowe większe lub mniejsze skokowe zmiany wydajności pompy. Na wykresie z rysunku 32 i 33 zebrano zestawy charakterystyk, dla których wszystkie

parametry są takie same, inne jedynie punkty rozpoczęcia zmiany wydajności. Rysunek 32 przedstawia zwiększanie, a rysunek 33 zmniejszanie wydajności właściwej pompy. Ze względu na nieregularny przebieg wydajności pompy nie są one takie same. Taki sam będzie zawsze czas zmiany wydajności. Wynika to z budowy mechanizmu zmiany mimośrodowo pompy. W celu zmiany wydajności trzebież mechanizmu musi zostać przesunięty o określoną wartość, co zależy od liczby wykonanych obrotów.



Rysunek 33. Rodzina charakterystyk pompy podczas zmniejszania jej wydajności właściwej:  
 $n = 25$  obr/min,  $p = 4$  MPa,  $e_p = 20$  mm,  $e_k = 80$  mm

#### 4.5. Podsumowanie

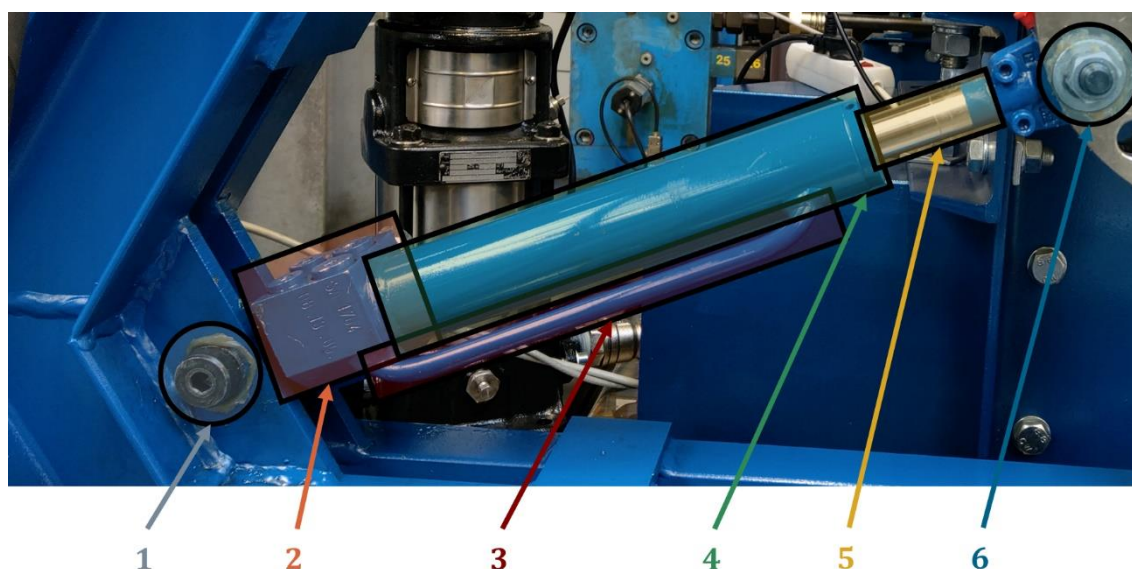
Przeprowadzone badania pozwoliły na doprecyzowanie parametrów prototypowej pompy oraz badań doświadczalnych. Wykonane obliczenia potwierdziły poprawność działania pompy dla dobranych parametrów geometrycznych. Wyniki zostały również przeanalizowane pod kątem mogących wystąpić kolizji. Najistotniejszym zjawiskiem widocznym w przedstawionych badaniach jest nierównomierność wydajności pompy. Dzięki przeprowadzonym seriom badań sprawdzono, jak wpływają na nią parametry pompy. Ze względu na małą liczbę komór wyporowych jest ona wysoka i, jak wykazano w analizie, istnieje możliwość jej zmniejszenia poprzez dobór odpowiedniego zestawu cech konstrukcyjnych. Zaobserwowano mały wpływ na wyniki badań części hydraulicznej modelu pompy.



## 5. Stanowisko badawcze i metodyka badań

### 5.1. Prototyp pompy

Prototyp wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej opracowano zgodnie z zastrzeżeniem patentowym P.390178 [5]. Badania symulacyjne pompy przeprowadzone za pomocą jej modelu teoretycznego pozwoliły na określenie optymalnych parametrów konstrukcyjnych pompy. W tej części pracy zostaną rozwinięte opisy konstrukcji przedstawione już w rozdziałach 3.2 i 4.2. Schemat części hydraulicznej wraz z opisem przedstawiono na rysunku 15. Zespoły ssąco-tłoczące pompy są zmodyfikowanymi standardowymi siłownikami hydraulicznymi. Widok jednego z zespołów ukazuje rysunek 34.



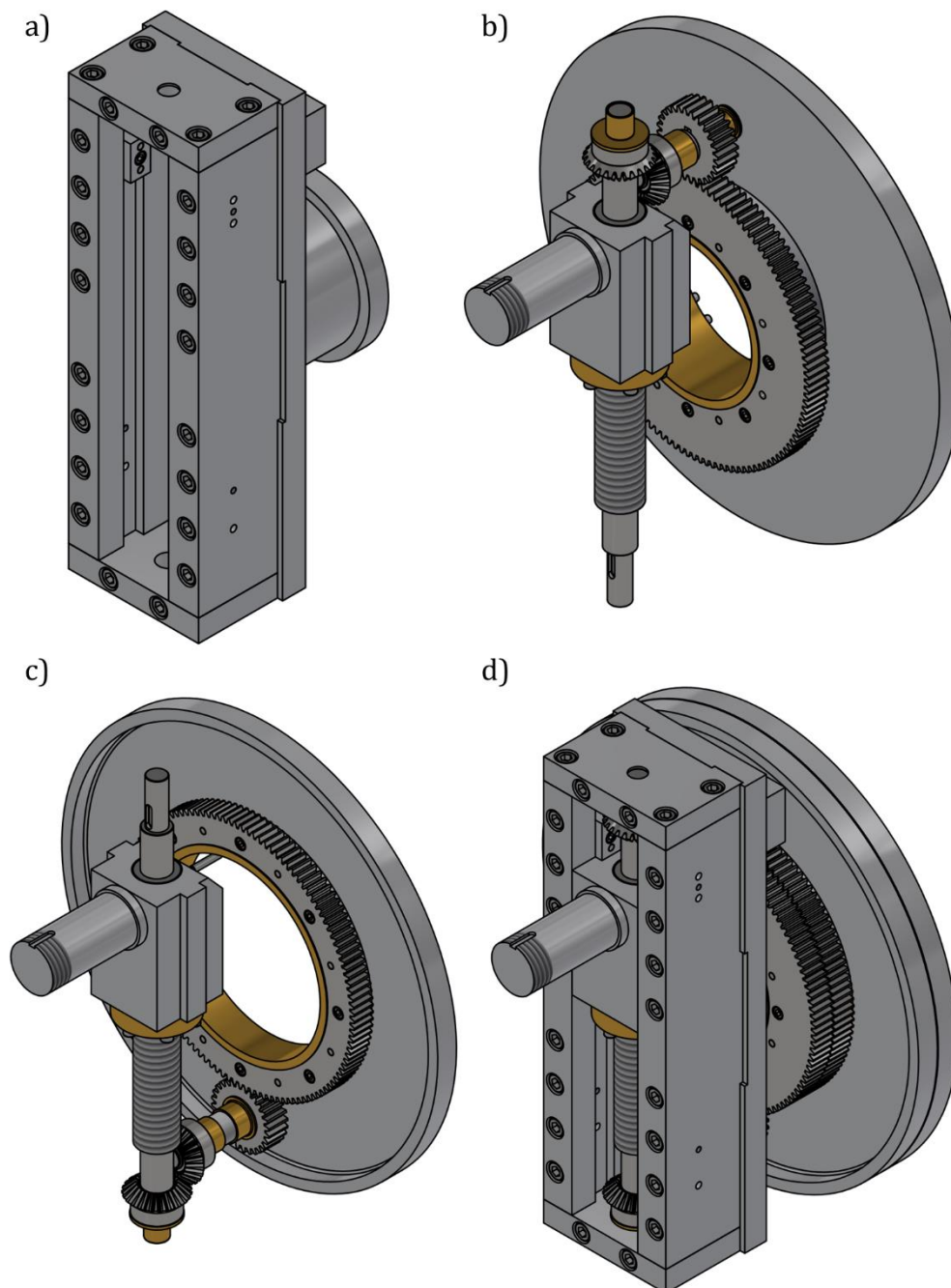
Rysunek 34. Budowa zespołu ssąco-tłoczącego prototypu pompy: 1 – mocowanie zespołu w ramieniu pompy, 2 – blok zaworowy z zaworami zwrotnymi stanowiącymi rozrządy komór wyporowych, 3 – kanał łączący komorę tłoczkową z blokiem zaworowym, 4 – cylinder zespołu, 5 – tłoczysko zespołu, 6 – mocowanie zespołu w tarczy łączącej

Bloki zaworowe zespołów wraz z siłownikami zostały połączone w jeden element widoczny na rysunku 34. Obie komory połączone są z blokiem zaworowym, gdzie znajdują się zawory zwrotne składające się na indywidualne rozrządy komór. W prototypie pompy zastosowano zawory o takim samym ciśnieniu otwarcia wynoszącym 0,02 MPa i różnych wielkościach gwintów montażu: G3/8" na ssaniu oraz G1/4" na tłoczeniu. Różne średnice zostały również zastosowane w przypadku przewodów łączących zespoły z kolektorami. W przypadku połączeń z kolektorem tłocznym są to przewody o średnicy wewnętrznej wynoszącej 6,6 mm. W celu



poprawienia możliwości zasysania cieczy do komór wyporowych po stronie ssawnej zastosowano przewody o większej średnicy wewnętrznej wynoszącej 9,9 mm. W zespołach zastosowane zostały standardowe uszczelnienia tłoka oraz tłoczyska dedykowane siłownikom hydraulicznym. Parametry zespołu ssąco-tłoczącego to:

- średnica tłoka:  $d_t = 40$  mm,
- średnica tłoczyska  $d_{tt} = 25$  mm,
- skok maksymalny  $s = 200$  mm.



Rysunek 35. Model mechanizmu zmiany mimośrodowej: a) jarzmo, b) układ tarczy prawej, c) układ tarczy lewej, d) cały mechanizm

Kolejnym podzespołem pompy jest mechanizm zmiany mimośrod. Na rysunku 16 przedstawiono schemat kinematyczny mechanizmu. Widoki modeli kolejnych podzespołów oraz całego mechanizmu znajdują się na rysunku 35. Napęd przekazywany jest z wału napędowego przez jarzmo, czyli zbiór elementów sztywno połączonych z wałem napędowym. W skład jarzma wchodzi: tuleja łącząca mechanizm z wałem napędowym, płyta łącząca, podpory zespołów kół satelitowych oraz prowadnice trzpienia. Trzpień napędza zespoły ssąco-tłoczące pompy. W jego obudowie zamontowana jest nakrętka z gwintem trapezowym symetrycznym. Pracuje ona na śrubie z takim samym gwintem. Śruba ma dwa połączone z nią koła zębate stożkowe górne i dolne. Górne koło zębate stożkowe zazębia się z górnym zespołem kół satelitowych. W jego skład wchodzi koło zębate stożkowe i walcowe znajdujące się na wałku ułożyskowanym w elementach jarzma mechanizmu. Podobnie zbudowany jest dolny zespół kół satelitowych. Dalej, koło zębate walcowe górnego zespołu kół satelitowych połączone jest z kołem zębatym walcowym tarczy prawej. W przypadku koła zębatego walcowego dolnego zespołu kół satelitowych zazębia się z kołem zębatym tarczy lewej. Koła te połączone są sztywno z tarczami hamulcowymi im odpowiadającymi. Tarcze łączą się przez układ przekładni ze śrubą trapezową, po której przesuwa się trzpień mechanizmu zmiany mimośrod.

Przedstawiony w tej pracy prototyp pompy jest pierwszym opracowanym na podstawie tej koncepcji. Z tego względu konieczne było przeprowadzenie szczegółowej analizy oraz wykonanie niezbędnych obliczeń w celu upewnienia się, że będzie on działał poprawnie. Przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe związane z siłami działającymi na elementy mechanizmu podczas pracy pompy. Istotną częścią tych obliczeń było sprawdzenie warunków dotyczących nacisków powierzchniowych działających na powierzchnie prowadnic oraz powierzchnie boczne korpusu trzpienia. Kolejną ważną częścią były obliczenia wykonane dla śruby trapezowej, przede wszystkim weryfikacja dopuszczalnych nacisków na zwoje gwintów oraz sprawdzenie samohamowności śruby. Jeżeli warunek samohamowności nie będzie spełniony, siły działające na trzpień mogą powodować przesunięcie nakrętki oraz zmianę wydajności właściwej pompy. Wykonanie obliczeń pozwoliło na dobór śruby trapezowej z nakrętką oraz zespołu przekładni łączących śrubę z tarczami hamulcowymi. Budowę wewnętrzną mechanizmu zmiany mimośrod przedstawiono na rysunku 36.



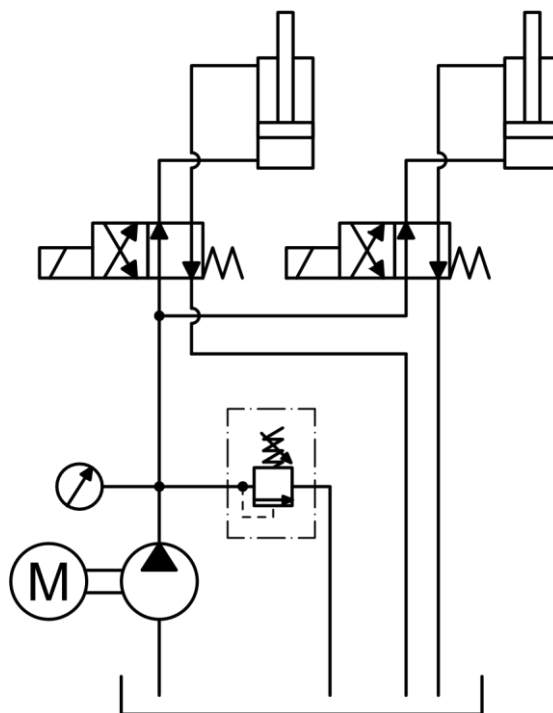
- śruba trapezowa:
  - średnica zewnętrzna:  $d = 36 \text{ mm}$ ,
  - skok gwintu:  $k = 6 \text{ mm}$ .

Dobre parametry przekładni zastosowanych w mechanizmie zmiany mimośrodów pozwalają na doprecyzowanie równania opisującego aktualną wartość mimośrodu wału napędowego (równanie (44)):

$$e_k = e_p \pm m \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot k = e_p \pm m \cdot \frac{120}{28} \cdot \frac{25}{25} \cdot 6 = e_p \pm 25,714 * m \text{ [mm]}. \quad (45)$$

Z powyższego równania wynika, że w przypadku zatrzymania jednej z tarcz hamulcowych po wykonaniu jednego pełnego obrotu wału napędowego wartość mimośrodu wału napędowego zmieni się o 25,714 mm.

Kolejnym z zespołów pompy jest układ hamulcowy służący do zatrzymywania tarcz mechanizmu zmiany mimośrodu. Jego schemat hydrauliczny przedstawiono na rysunku 37.



Rysunek 37. Schemat hydrauliczny układu hamulcowego mechanizmu zmiany mimośrodu

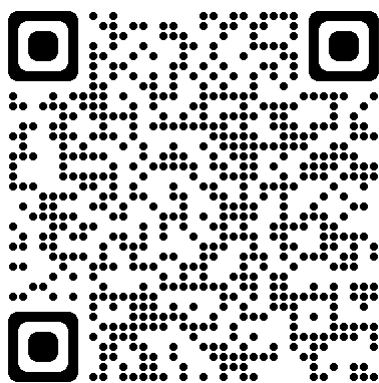
W przypadku zbudowanego prototypu jest to hamulec taśmowy. Jego częścią są siłowniki hydrauliczne dwustronnego działania służące do zaciągania taśm hamulcowych. Same taśmy to płaskowniki stalowe o przekroju 20x3 mm z przyklejoną okładziną hamulcową. Na końcach taśm zostały przyspawane końcówki umożliwiające ich montaż, z jednej strony do tłoczyśka siłownika, z drugiej w przegubie obrotowym. W celu zmiany wartości mimośrodu wału napędowego, czyli zmiany wydajności

właściwej pompy, konieczne jest zaciągnięcie jednej z taśm hamulcowych i zatrzymanie tarczy hamulcowej mechanizmu. Są one częścią układu i pełnią rolę bębnow hamulcowych. Do zasilania oraz sterowania procesem zatrzymywania tarcz służy dodatkowy zasilacz hydrauliczny nie połączony z układem hydraulicznym stanowiska badawczego. Jest on wyposażony w dwa zawory rozdzielające 4/2 sterowane elektrycznie za pomocą przełączników przekręcanych ręcznie.

Widok mechanizmu zmontowanego na stanowisku badawczym wraz z układem hamulcowym przedstawiono na rysunku 38. Rysunek 39 przedstawia kod QR, który po zeskanowaniu za pomocą aparatu telefonu komórkowego umożliwi obejrzenie krótkiego filmu przedstawiającego działanie mechanizmu zmiany mimośrodów oraz prototypu całej pompy. Film przedstawia sam mechanizm na stanowisku podczas zmniejszania oraz zwiększania wartości mimośrodu wału napędowego pompy, bez złożonej części hydraulicznej pompy. W dalszej części widoczna jest już cała pompa podczas zmniejszania a następnie zwiększania jej wydajności właściwej.



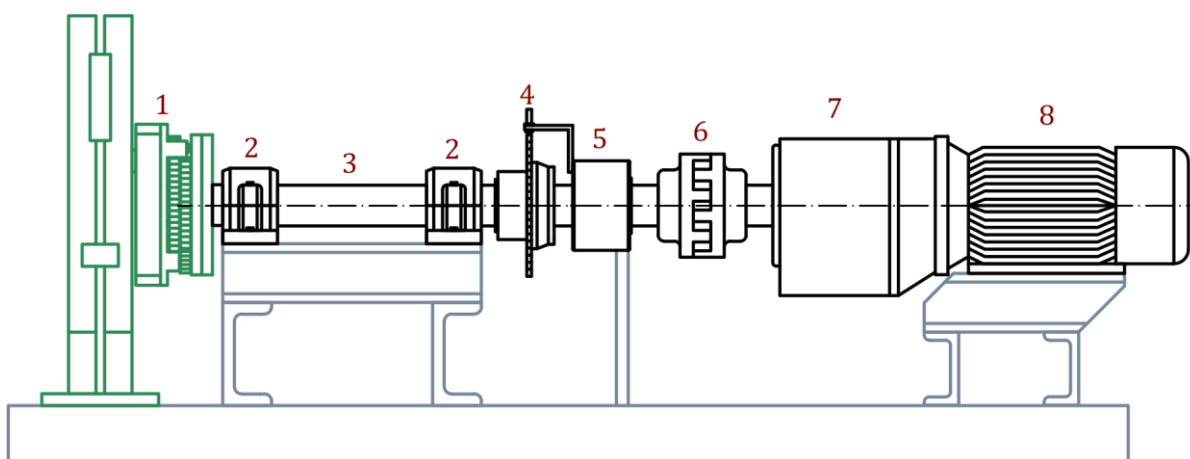
Rysunek 38. Widok prototypu mechanizmu zmiany mimośrodu wraz z układem hamulcowym



Rysunek 39. Link do filmu przedstawiającego działający prototyp mechanizmu zmiany mimośrodoru oraz wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej: [https://www.youtube.com/watch?v=C4QPyBd00Bs&ab\\_channel=MichalZielinski](https://www.youtube.com/watch?v=C4QPyBd00Bs&ab_channel=MichalZielinski)

## 5.2. Stanowisko badawcze

Zbudowany prototyp pompy został zainstalowany na stanowisku badawczym. Schemat mechanicznej części stanowiska znajduje się na rysunku 40.

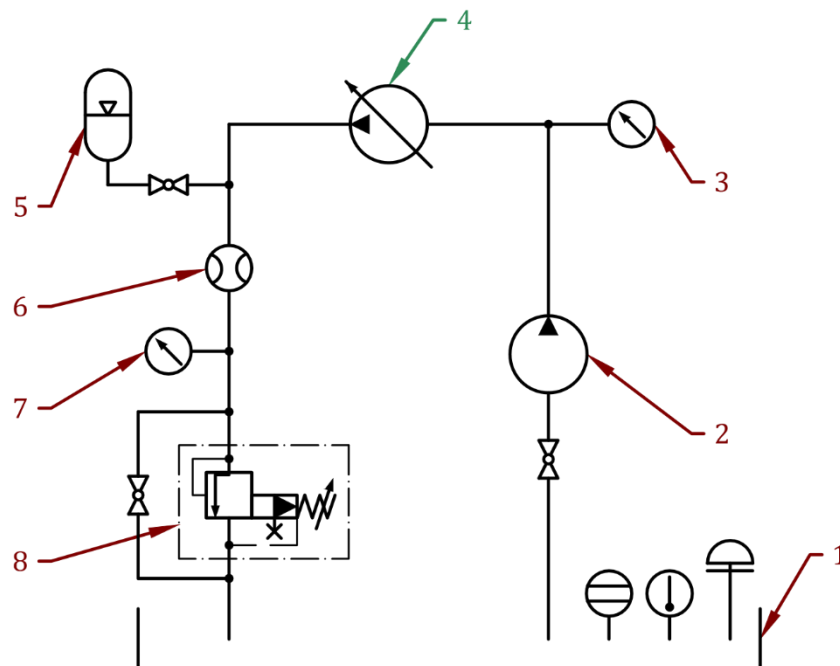


Rysunek 40. Schemat mechaniczny stanowiska, 1 – badana pompa, 2 – łożyskowanie, 3 – wał napędowy, 4 – enkoder, 5 – momentomierz, 6 – sprzęgło kłowe, 7 – przekładnia redukująca, 8 – silnik asynchroniczny

Jako napęd zastosowano silnik elektryczny asynchroniczny o mocy 30 kW z przekładnią redukującą o przełożeniu 1:10,27. Dalej napęd przekazywany jest przez sprzęgło kłowe. W osi wału zainstalowane są przyrządy pomiarowe. Pierwszym z nich jest momentomierz KTR DATAFLEX 85/5000. Jego najistotniejsze parametry dla prowadzonych badań to:

- moment znamionowy  $T_{kn} = -5000 \div +5000 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,
- błąd pomiaru (podczas pracy z momentem znamionowym  $T_{kn}$ ):  $< \pm 0,5\%$ ,
- wpływ temperatury (podczas pracy z momentem znamionowym  $T_{kn}$ ):  $0,5 \text{ [%/10}^\circ\text{C]}$ .

Kolejnym elementem pomiarowym po stronie mechanicznej jest enkoder. Został on zaprojektowany i zbudowany, aby przeprowadzić badania zaprezentowane w tej pracy. Składa się z tarczy z naciętymi 180 zębami oraz z trzech czujników indukcyjnych. Dwa z nich rozmieszczone są promieniowo, dzięki czemu rozdzielczość enkodera wynosi 360 impulsów na obrót. Ostatni z czujników indukcyjnych zamontowany jest osiowo i służy do wyznaczenia punktu zerowego, czyli do zarejestrowania wykonania pełnego obrotu przez wał napędowy. Na stanowisku znajduje się łożyskowanie wału napędowego, na które składają się dwa łożyska baryłkowe. Kolejnym elementem stanowiska jest badana pompa. Komponenty znajdujące się w osi wału napędowego połączone są za pomocą tulei rozprężno-zaciskowych. Sterowanie napędem stanowiska odbywa się poprzez zmianę częstotliwości napięcia zasilającego silnik z użyciem przemiennika wektorowego częstotliwości.



Rysunek 41. Schemat hydrauliczny stanowiska badawczego: 1 – zbiornik z oprzyrządowaniem, 2 – pompa zasilania wstępnego, 3 – czujnik ciśnienia po stronie ssawnej, 4 – wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej, 5 – akumulator hydrauliczny, 6 – przepływomierz, 7 – czujnik ciśnienia po stronie tłocznej pompy, 8 – zawór przelewy

Schemat części hydraulicznej stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 41. Podstawowym elementem tej części jest zbiornik cieczy hydraulicznej wyposażony w niezbędne oprzyrządowanie. W zbiorniku zainstalowany jest termometr służący do kontroli temperatury medium hydraulicznego w układzie. W przewodzie ssawnym, przed badaną pompą, znajduje się pompa zasilania wstępnego. Szczegółowe uzasadnienie jej



zastosowania opisano w rozdziale 6.2. Jest to pompa odśrodkowa Grundfos CR 4-60 przystosowana do pracy na stanowisku. Następnym elementem w przewodzie ssawnym to czujnik ciśnienia HBM P8AP o zakresie pomiarowym od 0 do 1 MPa. Czujnik z tej samej serii, lecz o zakresie pomiarowym od 0 do 20 MPa, znajduje się w przewodzie tłocznym za badaną pompą. Przed nim w przewodzie tłocznym umieszczono jeszcze przepływomierz zębaty Hydrotechnik QG110. Jego najważniejsze parametry to [79]:

- zakres pomiarowy: 0,2 – 30 dm<sup>3</sup>/min,
- maksymalne dopuszczalne ciśnienie robocze: 63 MPa,
- impulsy na litr: 1640,
- objętość robocza (przepływ na impuls): ~0,609 cm<sup>3</sup>,
- dokładność pomiaru: ±0,5%

Na końcu przewodu tłocznego pompy znajduje się zawór przelewowy, który służy do ustawienia ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. W układzie hydraulicznym zastosowano olej HYDRAULIC OIL PREMIUM46 firmy STATOIL.

### 5.3. Metodyka badań

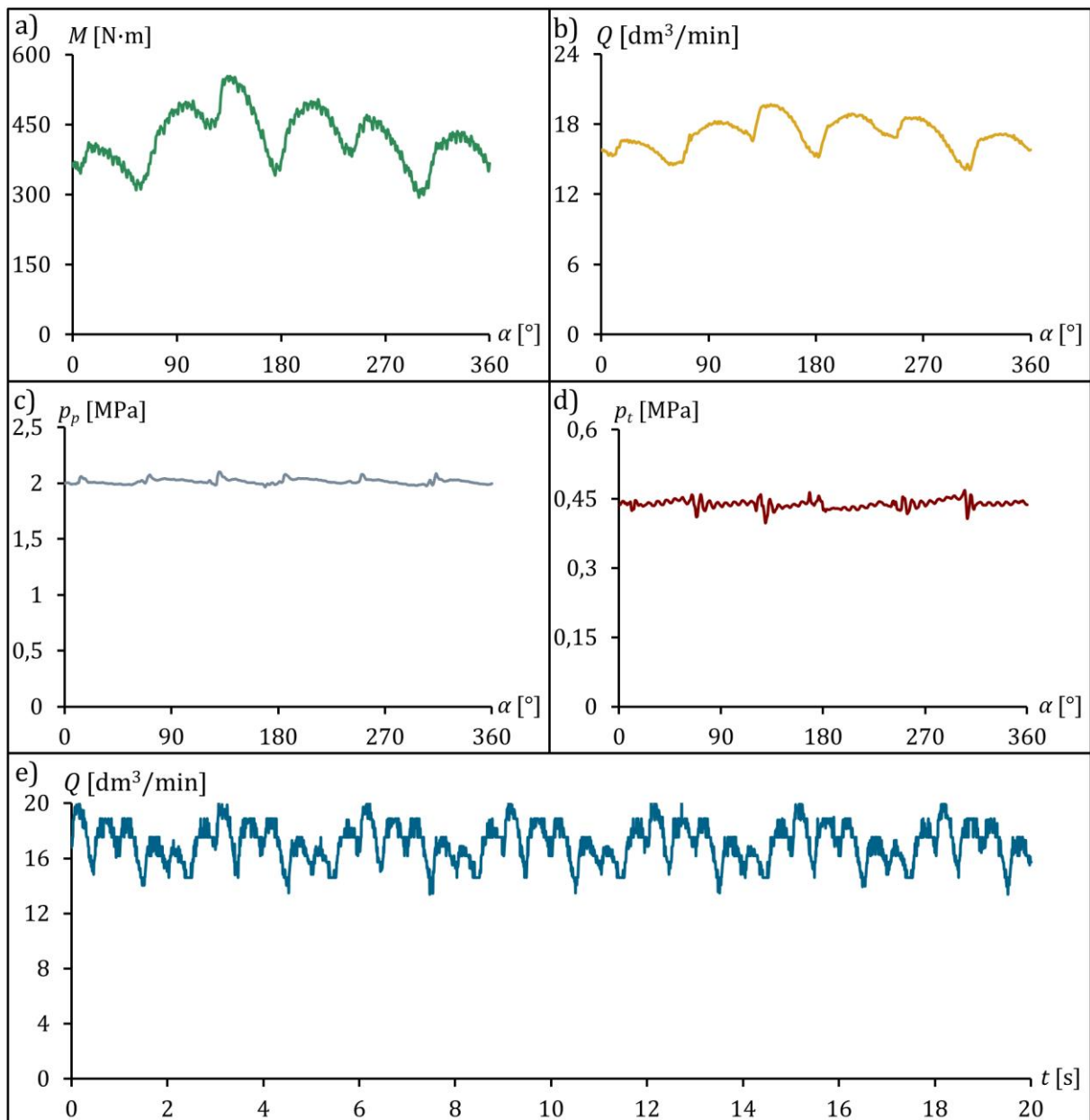
Aparaturę pomiarową wchodzącą w skład stanowiska podłączono do systemu archiwizacji danych HBM MGCPlus, który połączony jest z komputerem PC z zainstalowanym oprogramowaniem CATMAN. Pozwala to na rejestrację wybranych parametrów podczas pracy pompy, które następnie przeliczane są za pomocą opracowanego autorskiego programu. Za pomocą aparatury pomiarowej podczas badań rejestrowane były następujące parametry:

- moment obrotowy  $M$  [N·m],
- ciśnienie w przewodzie ssawnym pompy  $p_t$  [MPa],
- ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy  $p_p$  [MPa],
- sygnał z przepływomierza – impulsy, które przeliczane były na wydajność pompy  $Q$  [dm<sup>3</sup>/min],
- sygnał z enkodera – który przeliczany był na położenie kątowe wału napędowego.

Na podstawie wyników pomiarów wyznaczano przebiegi parametrów w funkcji położenia kątowego wału napędowego pompy oraz przebiegi w czasie. Podczas wszystkich serii sprawdzano powtarzalność otrzymywanych wyników. Charakterystyki w funkcji położenia kątowego wału napędowego wyznaczano na podstawie 20 pełnych obrotów wału napędowego. Kluczową rolę podczas badań miała wydajność właściwa



pompy. Była ona obliczana na podstawie zliczonej liczby impulsów przez przepływomierz podczas jednego pełnego obrotu zarejestrowanego przez enkoder.



Rysunek 42. Przykładowe przebiegi uzyskane z badań doświadczalnych,  
 $n = 20$  obr/min,  $p_p = 2$  MPa,  $e = 70$  m: a) moment obrotowy  $M(\alpha)$ ,  
 b) wydajność pompy  $Q(\alpha)$ , c) ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy  $p_p(\alpha)$ ,  
 d) ciśnienie w przewodzie ssawnym pompy  $p_t(\alpha)$ , e) wydajność pompy  $Q(t)$

Pozostałe parametry charakteryzujące pracę pompy wyznaczone podczas badań to:

- wydajność rzeczywista  $q_{rz}$  [ $\text{dm}^3$ ],
- prędkość obrotowa wału napędowego  $n$  [obr/min],
- współczynnik nierównomierności wydajności  $\delta$  [%],
- moc pompy  $P_{pw}$  [W],

- sprawność całkowita pompy  $\eta_c$  [%].

Przykładowe przebiegi w funkcji położenia kąтового wału napędowego oraz czasu zarejestrowane podczas badań przedstawiono na rysunku 42. Na wykresach widoczna jest różnica pomiędzy przebiegiem wydajności  $Q$  w funkcji czasu (Rysunek 42e) oraz położenia wału napędowego (Rysunek 42b). Powoduje to sygnał generowany przez przepływomierz, tj. impulsy, które informują o przepływie danej objętości medium roboczego. Rozdzielczość enkodera również wpływa na te wyniki. Podczas analizy przebiegi wydajności w czasie nie były uśredniane.

Spośród przedstawionego wcześniej zestawu parametrów w trakcie badań sprawdzono wpływ trzech z nich na pracę pompy. Zostały one scharakteryzowane krótko poniżej.

- Prędkość obrotowa wału napędowego pompy  $n$  [obr/min] – ustawiana za pomocą przemiennika wektorowego częstotliwości służącego do sterowania napędem stanowiska. Całkowity zakres prędkości podczas wszystkich serii badań wynosi od 8 do 32 obr/min. Wpływ na tak dobrany zakres miało proponowane zastosowanie pompy, tj. prędkości obrotowe, z jakimi pracują koła wodne (różnego typu) w małych elektrowniach wodnych. Został on dobrany po przeprowadzonej analizie literatury [24,27,30,31]. Można w niej odnaleźć również mniejsze prędkości obrotowe z jakimi pracują koła wodne. Ze względu na ograniczenia wynikające z zastosowanego napędu nie było możliwe przeprowadzenie badań dla takich parametrów. W przypadku górnej granicy zakresu prędkości w większości nie przekraczają 20 obr/min. Badania prowadzono również powyżej tej wartości, w celu szerszej analizy pracy pompy.
- Ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy  $p_p$  [MPa] – do jego zmiany służył zawór przelewowy (rysunek 41). Za jego pomocą ustawiana była stała wartość ciśnienia (w zakresie wynikającym z charakterystyki zaworu). Zakres badanych ciśnień znajdował się w zakresie od 1 do 11 MPa, lecz w głównej serii był on ograniczony do 6 MPa. Na dobór takiego zakresu decydujący wpływ miały możliwości napędu. Nie został on dobrany do wyższych obciążeń towarzyszących wyższemu ciśnieniu w przewodzie tłocznym.
- Mimośród wału napędowego  $e$  [mm] – ustawiany za pomocą mechanizmu zmiany mimośrodu. Podczas badań był on w zakresie od 0 do 95 mm. Jest to decydujący parametr dla wydajności właściwej pompy, co zostało opisane w rozdziale 4.4.4.

Wartość mimośrodów sprawdzano na podstawie pomiarów położenia trzpienia mechanizmu z nakrętką względem jarzma mechanizmu za pomocą suwmiarki.

Dokładność uzyskiwanej prędkości obrotowej zależała od odchyłek częstotliwości prądu zasilającego. Podczas badań przyjęto, że jeżeli ustawiona prędkość znajduje się w zakresie  $\pm 0,05$  obr/min, to seria uznawana jest za wykonaną poprawnie. Ciśnienie w przewodzie tłocznym ustawiano za pomocą pokrętła nastawczego zaworu przelewowego. Było to również problematyczne ze względu na histerezę zaworu przelewowego oraz na mały zakres możliwych nastaw. Z tego względu przyjęto zakres ustawionego ciśnienia w zakresie  $\pm 0,05$  MPa. Nastawa mimośrodu wału napędowego zależała głównie od dokładności wykonania pomiaru za pomocą suwmiarki ręcznej i wynosiła ona  $\pm 0,1$  mm. Na ustawienie parametrów wpływ miały także dokładności zastosowanych elementów i układów pomiarowych. W dalszej części pracy zestawy parametrów zostaną doprecyzowywane.



Rysunek 43. Stanowisko badawcze

Podczas badań temperatura oleju hydraulicznego znajdowała się w zakresie od 40 do 60°C i była stale kontrolowana. Nastawa pompy wstępnego zasilania pozostawała na takim samym poziomie podczas wszystkich badań. Na rysunku 43 przedstawiono całe stanowisko, w skład którego wchodzi prototyp wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej, stanowisko badawcze oraz zasilacz służący do sterowania hamulcem mechanizmu zmiany mimośrodu.

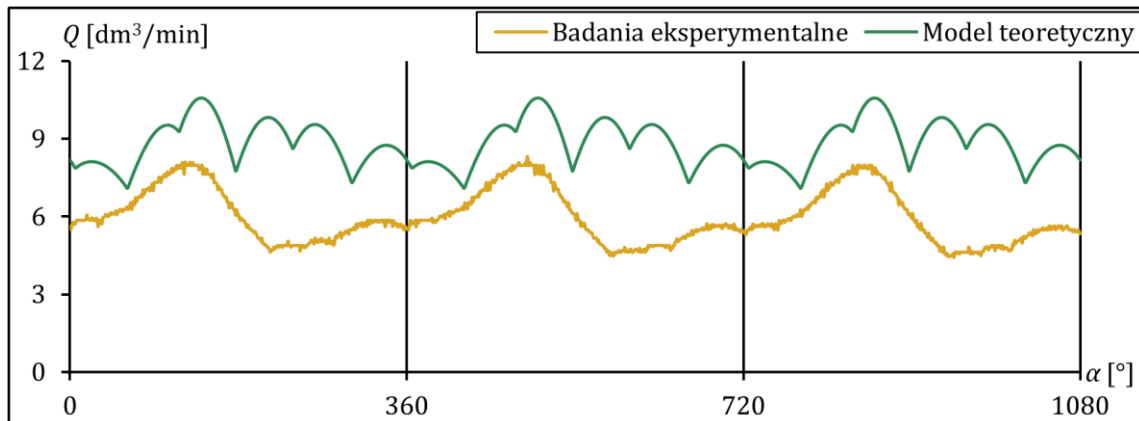
## **6. Badania eksperymentalne pompy**

### **6.1. Wprowadzenie**

W tym rozdziale przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej. Przeprowadzone serie badań miały na celu sprawdzenie poprawności działania opracowanego prototypu pompy, weryfikację zaproponowanego rozwiązania oraz wyznaczenie charakterystyk pracy pompy. Otrzymane wyniki umożliwiły również walidację modelu teoretycznego pompy. Dzięki badaniom ze stałą wartością wydajności właściwej możliwe było wyznaczenie wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki, zwłaszcza wydajność i sprawność. Przedstawiono także badania z akumulatorem hydraulicznym w układzie hydraulicznym stanowiska badawczego i badania pompy podczas zmiany jej wydajności właściwej.

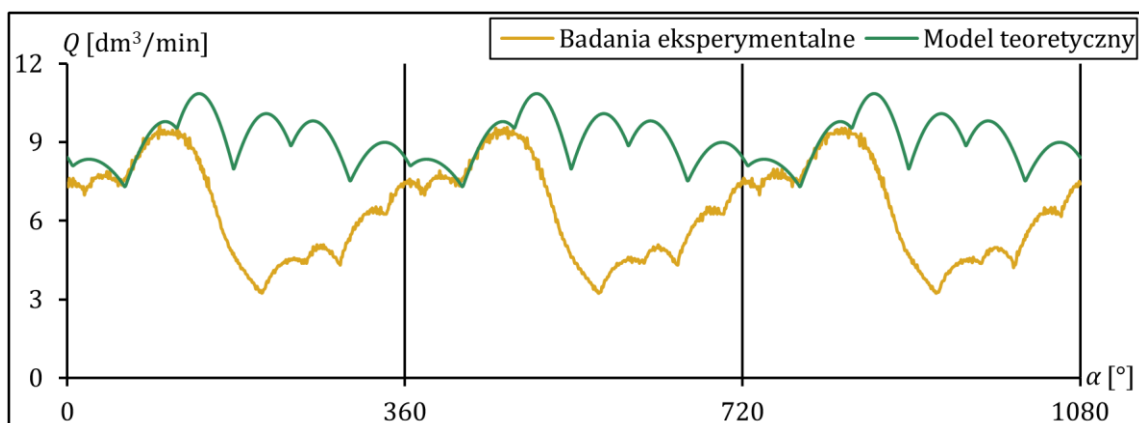
### **6.2. Badania wstępne pompy**

Celem tej części badań było zweryfikowanie poprawności działania stanowiska badawczego, dostosowanie jego parametrów oraz sprawdzenie działania torów pomiarowych. Pierwszy etap dotyczył dostosowania zasilania wstępnego pompy. Wybór odpowiedniego rozwiązania został dokonany na podstawie badań porównawczych kilku wariantów zasilania wstępnego. Głównym kryterium w tym przypadku było wyeliminowanie kawitacji w części ssawnej pompy. Kawitacja to zjawisko mogące występować w przewodzie ssawnym pomp wyporowych i związane jest ze zbyt dużymi oporami ssania. Powstające w takim wypadku podciśnienie w przewodzie ssawnym powoduje wytrącanie się z oleju pęcherzyków rozpuszczonego w nim powietrza. Jest ono niepożądane podczas pracy pompy. Powoduje przede wszystkim obniżenie sprawności objętościowej, a dodatkowo towarzyszą mu hałas oraz drgania. Długotrwałe występowanie kawitacji prowadzi do uszkodzenia erozyjnego elementów wewnętrznych pompy [62,63]. Pierwszym z przebadanych rozwiązań było zasilanie wstępne za pomocą pompy łopatkowej. Rysunek 44 ilustruje wykres wydajność pompy w tym układzie. Przedstawia on porównanie charakterystyki otrzymanej podczas badań eksperymentalnych z charakterystyką otrzymaną za pomocą modelu teoretycznego. W celu lepszego zobrazowania występujących różnic na wykresie przedstawiono trzy pełne obroty. W przypadku tych badań zawór przelewowy ustawiony był na minimalną wartość, z tego względu nie podawano tego parametru w opisach.



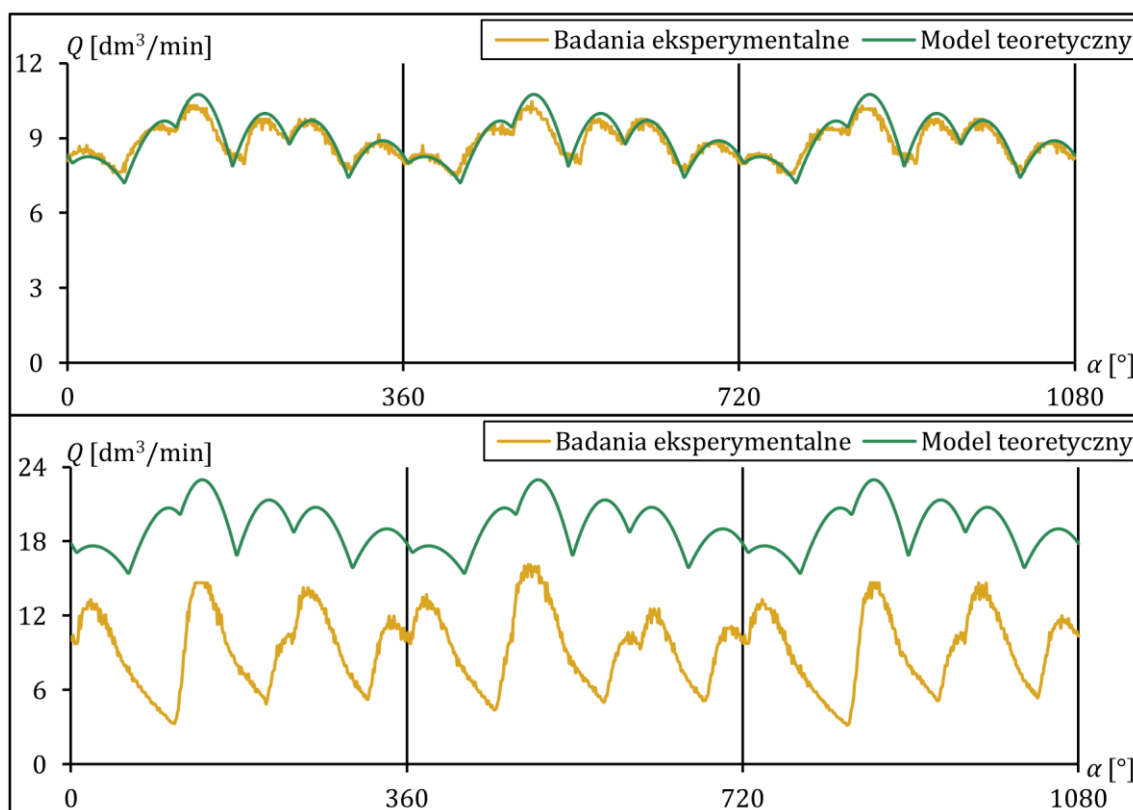
Rysunek 44. Porównanie charakterystyki pompy z zasilaniem wstępnym za pomocą pompy łopatkowej z charakterystyką obliczoną za pomocą modelu teoretycznego,  $n = 8,57$  obr/min,  $e = 85$  mm

Z przedstawionych na wykresie przebiegów jednoznacznie wynika, że pompa nie pracuje prawidłowo. Podczas faz ssania komory nie zostają całkowicie wypełnione olejem. Widoczne było to również w spadkach ciśnienia. Dla tej wartości mimośrodowość wału napędowego wydajność właściwa teoretyczna pompy wynosi  $1,0316 \text{ dm}^3$ , za to z serii badań otrzymano wydajność właściwą rzeczywistą wynoszącą  $0,6979 \text{ dm}^3$ . Na podstawie porównania tych wyników można stwierdzić występującą znaczną kavitację w przewodzie ssawnym pompy. Poczynione próby remontu pompy łopatkowej nie poprawiły otrzymanych wyników. Kolejną przebadaną metodą był brak zasilania wstępnego. Zbiornik na ciecz hydrauliczną został podniesiony na wysokość około 2 metrów, aby poprawić możliwości zasysania cieczy samoczynnie przez pompę. Wyniki uzyskane dla tej metody przedstawiono na rysunku 45.



Rysunek 45. Porównanie charakterystyki pompy bez zasilania wstępnego (z podniesionym zbiornikiem cieczy hydraulicznej) z charakterystyką obliczoną za pomocą modelu teoretycznego,  $n = 8,8$  obr/min,  $e = 85$  mm

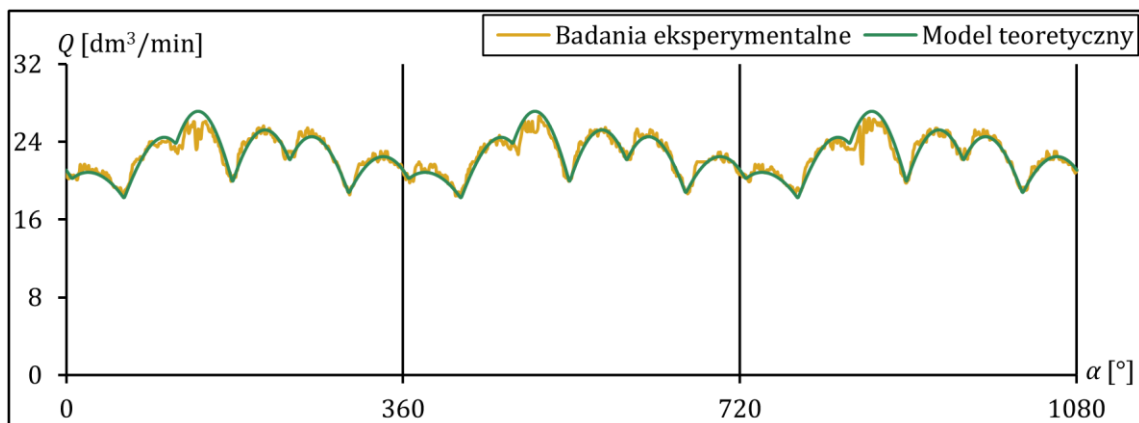
Zmiana metody zasilania wstępnego nie poprawiła znacząco otrzymanej charakterystyki. Wydajność rzeczywista otrzymana w trakcie badań podczas zasysania samoczynnego cieczy wyniosła  $0,7344 \text{ dm}^3$ . Jest to minimalnie lepszy rezultat niż ten otrzymany dla poprzedniej metody. Dalszą poprawę można by uzyskać przez zmniejszenie oporów po stronie ssawnej. Wiązałoby się to jednak z ingerencją w budowę pompy oraz stanowiska badawczego. Z tego względu zdecydowano zastosować pompę zasilania wstępnego o odpowiednich parametrach. Aby zweryfikować poprawność tej decyzji, najpierw sprawdzono czy przy odpowiednim zasilaniu wstępnym badana pompa będzie działała poprawnie. Stanowisko badawcze podłączono do dodatkowego zasilacza hydraulicznego o wydajności maksymalnej wynoszącej  $9,5 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Jest to zbyt mała wartość do przeprowadzenia pełnych serii badań, pozwoliła jednak na weryfikację przyjętego rozwiązania. Na rysunku 46a przedstawiono poprawną pracę pompy dla tej metody. Wydajność właściwa rzeczywista w tym przypadku wyniosła  $1,016 \text{ dm}^3$  dla  $8,72 \text{ obr}/\text{min}$ . Na rysunku 46b uwidoczniono wyniki w sytuacji, gdy wydajność pompy zasilania wstępnego nie jest już wystarczająca. Wydajność właściwa rzeczywista dla tej serii wyniosła  $0,5091 \text{ dm}^3$  dla  $18,63 \text{ obr}/\text{min}$ .



Rysunek 46. Porównanie charakterystyki pompy z zasilaniem wstępnym za pomocą dodatkowego zasilacza hydraulicznego z charakterystyką obliczoną za pomocą modelu teoretycznego:  $e = 85 \text{ mm}$ , a)  $n = 8,72 \text{ obr}/\text{min}$ , b)  $n = 18,63 \text{ obr}/\text{min}$



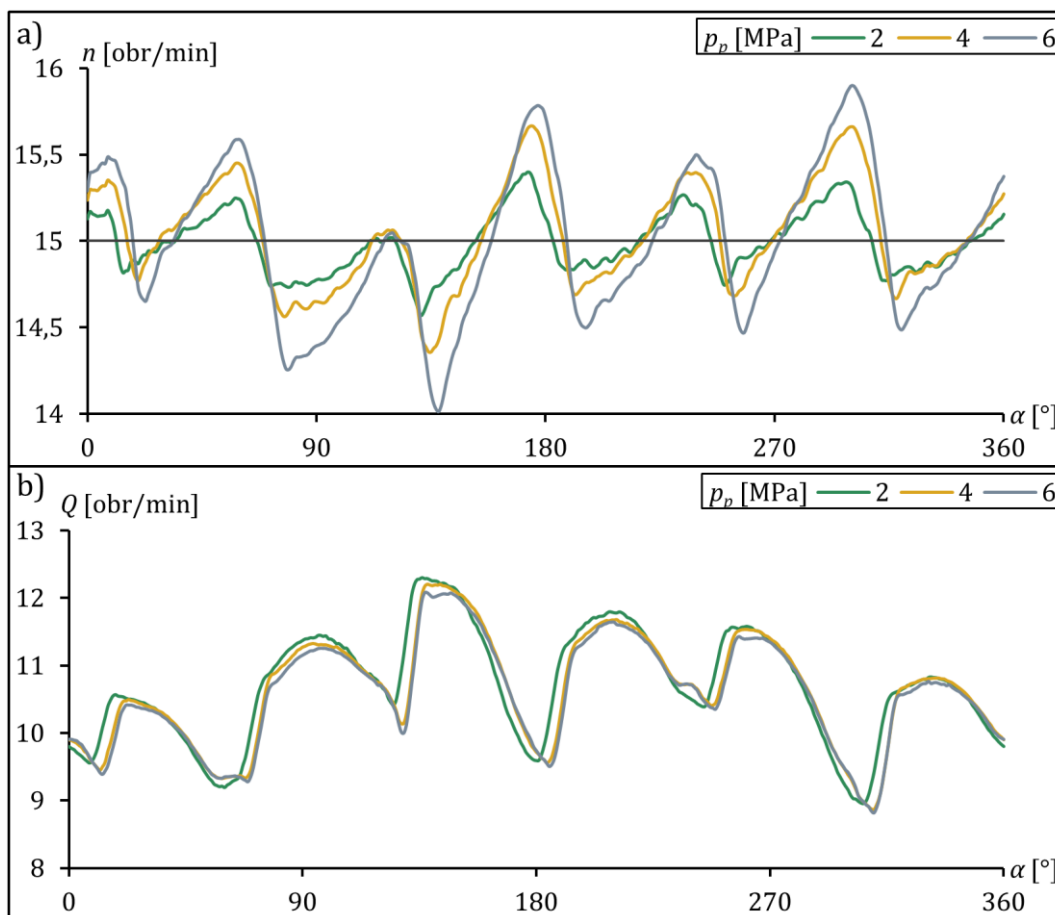
Jako właściwe zasilanie wstępne na stanowisku badawczym zainstalowana została pionowa wielostopniowa pompa odśrodkowa Grundfos CR 4-60 (według schematu z rysunku 41). Jest to pompa przeznaczona do tłoczenia wody, która została przystosowana do pracy w układzie hydraulicznym stanowiska. W materiałach producenta brak jest informacji dotyczących tłoczenia przez nią oleju hydraulicznego. Po jej instalacji przeprowadzono badania wstępne, mające określić czy pozwoli ona na wyeliminowanie problemu kawitacji. Uzyskana wydajność właściwa rzeczywista badanej pompy tłokowej wyniosła  $1,0295 \text{ dm}^3$  dla  $22,01 \text{ obr/min}$ . Wyznaczone przebiegi wydajności pompy w porównaniu z modelem teoretycznym przedstawiono na rysunku 47. Otrzymane wyniki potwierdzają rozwiązanie problemów z zasilaniem wstępnym za pomocą zainstalowanej pompy odśrodkowej. Pozwoliła ona na przeprowadzenie wszystkich zaplanowanych serii badań.



Rysunek 47. Porównanie charakterystyki pompy z zasilaniem wstępnym za pomocą pompy odśrodkowej z charakterystyką obliczoną za pomocą modelu teoretycznego,  $e = 85 \text{ mm}$ , a)  $n = 22,01 \text{ obr/min}$

Kolejnym zjawiskiem występującym podczas badań była zmiana prędkości obrotowej napędu pompy towarzysząca zmianie obciążenia. Zjawisko to jest reprezentowane poprzez przebieg momentu obrotowego na wale napędowym (przykładową charakterystykę przedstawiono na rysunku 42e). Wynika to z charakterystyki silnika asynchronicznego zastosowanego w napędzie stanowiska. Sterowanie nim następowało tylko przez zmianę częstotliwości napięcia zasilającego. W układzie sterowania nie była stosowana żadnego rodzaju kompensacja wpływu zmiany obciążenia na prędkość obrotową napędu. Na rysunku 48a zebrano przebiegi przedstawiające prędkość obrotową podczas pełnego obrotu wału napędowego, dla różnych wartości ciśnienia w przewodzie tłocznym. Wraz ze wzrostem ciśnienia

występują coraz większe różnice w chwilowych prędkościach obrotowych. Przekłada się to następnie na charakterystyki wydajności pompy (Rysunek 48b). Występujące różnice w przebiegach wynikają również ze zjawisk hydraulicznych, na które wpływ ma wzrost ciśnienia. Prędkość obrotowa wału napędowego  $n$  [obr/min] podczas badań eksperymentalnych jest liczona na podstawie czasu obrotu wykonanego przez wał napędowy pompy.



Rysunek 48. Porównanie charakterystyk dla różnego obciążenia napędu stanowiska:  $n = 15$  obr/min,  $e = 60$  mm, a) chwilowa prędkość obrotowa, b) charakterystyki wydajności  $Q(\alpha)$

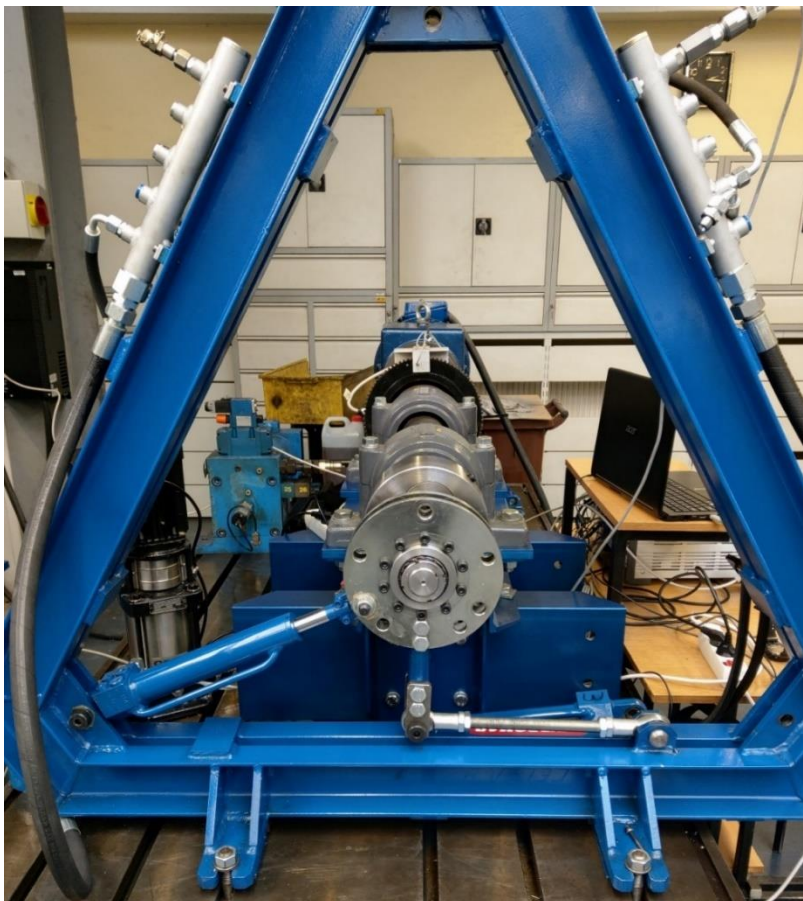
Następnym etapem badań wstępnych był dobór wartości ciśnienia w układzie hydraulicznym hamulca. Głównym kryterium było wyeliminowanie poślizgu pomiędzy taśmą a tarczą hamulcową. Podczas badań doświadczalnych stopniowo zwiększano ciśnienie w tym układzie i rejestrowano pracę pompy za pomocą kamery z funkcją SLOWMOTION. Początkowa wartość ciśnienia wynosiła 0,2 MPa, następnie było ono zwiększane w kolejnych krokach co 0,1 MPa. W trakcie tych badań ciśnienie w przewodzie tłocznym miało wartość 6 MPa a prędkość obrotowa 20 obr/min. Na podstawie analizy nagrań dobrano wartość ciśnienia w układzie hydraulicznym hamulca 1,6 MPa.



Podczas badań wstępnych zaobserwowana została samoczynna zmiana mimośrodowa wału napędowego, czyli zmiana wydajności właściwej bez uruchamiania hamulca. Aby zidentyfikować przyczyny tego zjawiska, przeprowadzono odpowiednie serie badań. Podczas nich sprawdzano wydajność właściwą dla kolejnych pełnych obrotów wału napędowego oraz dla różnych zestawów parametrów pracy pompy. Dodatkowo sprawdzano ustawienie mechanizmu zmiany mimośrodowa i położenie względem siebie tarcz hamulcowych. Dzięki przeprowadzonej analizie wyników stwierdzono, że sytuacja ta występowała podczas wzrostu lub spadku prędkości kątowej wału napędowego, w trakcie uruchamiania lub zatrzymywania napędu pompy oraz podczas zmiany kierunku obrotów w trakcie pracy. Po uruchomieniu pompy i jej pracy ze stabilnymi parametrami nie zaobserwowano występowania tego zjawiska. Samoczynnej zmiany mimośrodowa nie powodowała również zmiana prędkości obrotowej napędu wraz ze zmianą obciążenia. Analizując budowę pompy i jej działanie, ustalono przyczynę powstawania tego zjawiska – momenty bezwładności tarcz hamulcowych. Moment bezwładności tarcz w trakcie zmiany prędkości powodował ich obrót względem wału napędowego, a co za tym idzie zmianę wydajności właściwej pompy. Chociaż te wartości nie były duże (maksymalnie zmierzono zmianę wynoszącą 0,9 mm), to podczas badań prowadzono ścisłą kontrolę otrzymywanych wyników. Wprowadzono środki zapobiegawcze, które miały zmniejszyć jego wpływ na wyniki badań: częste sprawdzanie i poprawianie ustawienia wartości mimośrodowa wału napędowego oraz ograniczenie przyspieszenia wału napędowego podczas rozruchu i zatrzymywania. W trakcie analizy wyników ściśle kontrolowano odchyłkę wydajności rzeczywistej  $\Delta q_{rz}$ . Pozwoliło to na przeprowadzenie wszystkich badań z wartością mimośrodowa w dopuszczalnym zakresie.

### **6.3. Badania zespołów ssąco-tłoczących pompy**

Pierwszą, właściwą serią badań były badania zespołów ssąco-tłoczących pompy. Ich celem było wyznaczenie charakterystyk wydajności w funkcji położenia kątowego wału napędowego oraz czasu pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących prototypu pompy. Analiza ich wyników miała na celu sprawdzenie poprawności działania części hydraulicznej pompy. Polegały one na zbadaniu wszystkich trzech zespołów pojedynczo, tzn. dwa pozostałe zespoły ssąco-tłoczące były w tym czasie zdemontowane. Na rysunku 49 przedstawiono zdjęcie stanowiska podczas badań drugiego zespołu ssąco-tłoczącego.



Rysunek 49. Widok stanowiska podczas badań drugiego zespołu ssąco-tłoczącego prototypu pompy

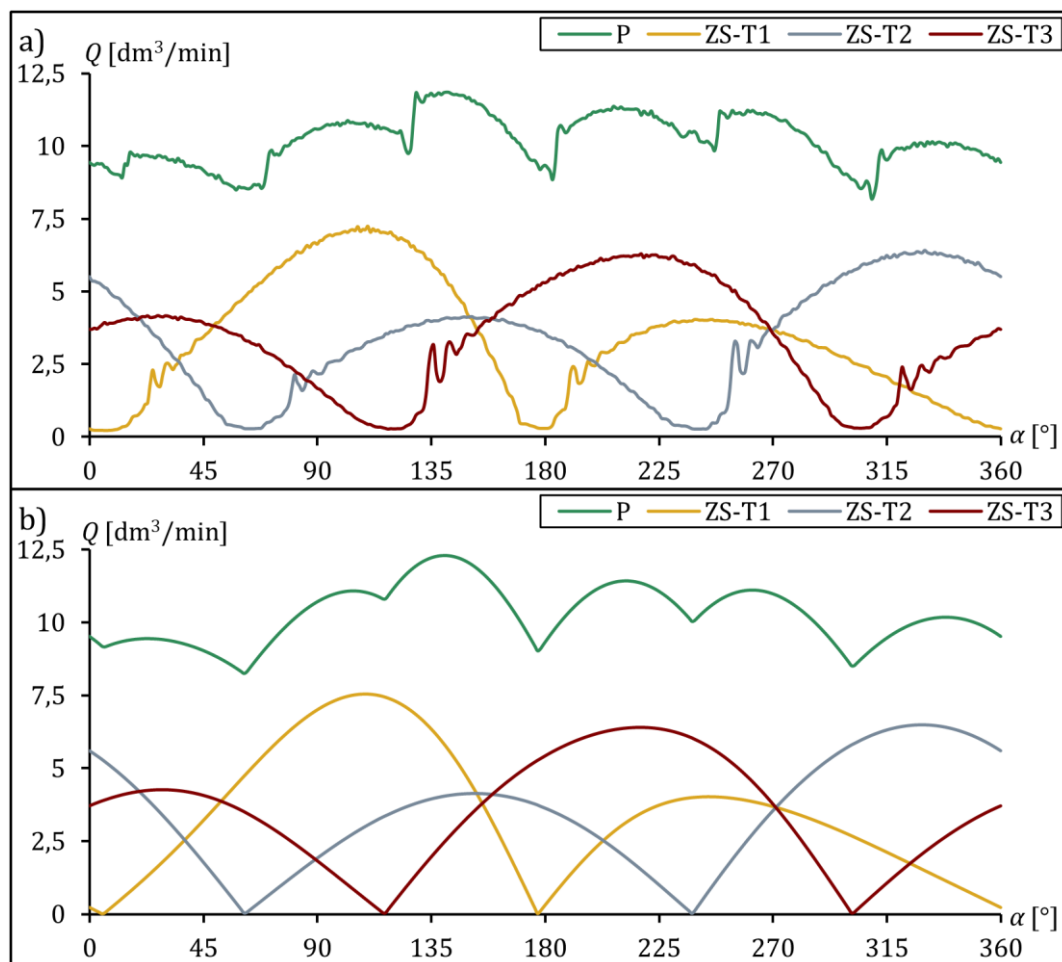
Ta część badań została przeprowadzona na stanowisku, przystosowanym do badań lecz z prototypem wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o stałej wydajności właściwej. Badania oraz ich analiza były częścią procesu opracowywania projektu oraz budowy prototypu pompy o zmiennej wydajności właściwej. Część hydrauliczna została już przygotowana do pracy w pompie będącej tematem tej rozprawy, w jej budowie brakowało jedynie mechanizmu zmiany mimośrodów wraz z układem hamulcowym. Reszta stanowiska oraz pompy (tarcza łącząca, ramię reakcyjne, rama pompy) są opisane w części dotyczącej stanowiska badawczego tej pracy. Akumulator hydrauliczny dla tych badań nie był włączony do układu. W związku z tym dla tej serii badań następują niewielkie zmiany w schematach pompy oraz stanowiska badawczego:

- schemat mechaniczny (Rysunek 40): badana pompa (1) powinna być przedstawiona bez mechanizmu zmiany mimośrodu,
- schemat hydrauliczny (Rysunek 41): inny powinien być symbol badanej pompy (pompa o stałej wydajności właściwej, zamiast pompy o zmiennej wydajności właściwej),

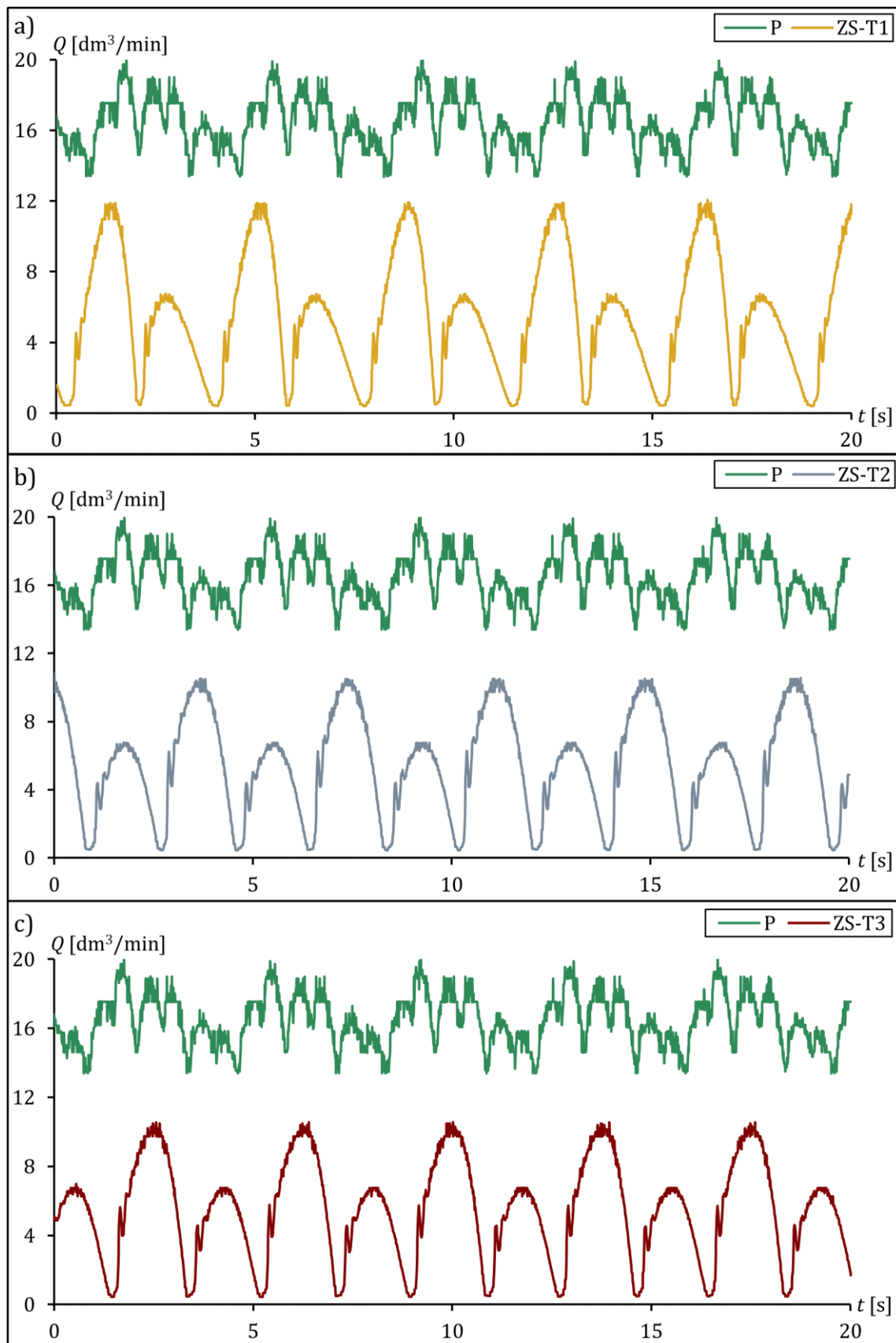
- schemat pompy (Rysunek 15): badania były przeprowadzane na pompie w trzech wariantach z jednym zespołem znajdującym się w różnych gniazdach ramy pompy. Wartość mimośrodów podczas całej tej serii była stała i wynosiła 85 mm. Pozostałe parametry wraz z krokiem stosowanym w trakcie badań przedstawiono w tabeli 6.

Tabela 6. Parametry badań eksperymentalnych dla badań zespołów ssąco-tłoczących pompy

Parametr	Symbol [jednostka]	Zakres	Krok zmiany
Ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy	$p_p$ [MPa]	2÷8	2
Prędkość obrotowa wału napędowego	$n$ [obr/min]	8÷22	2

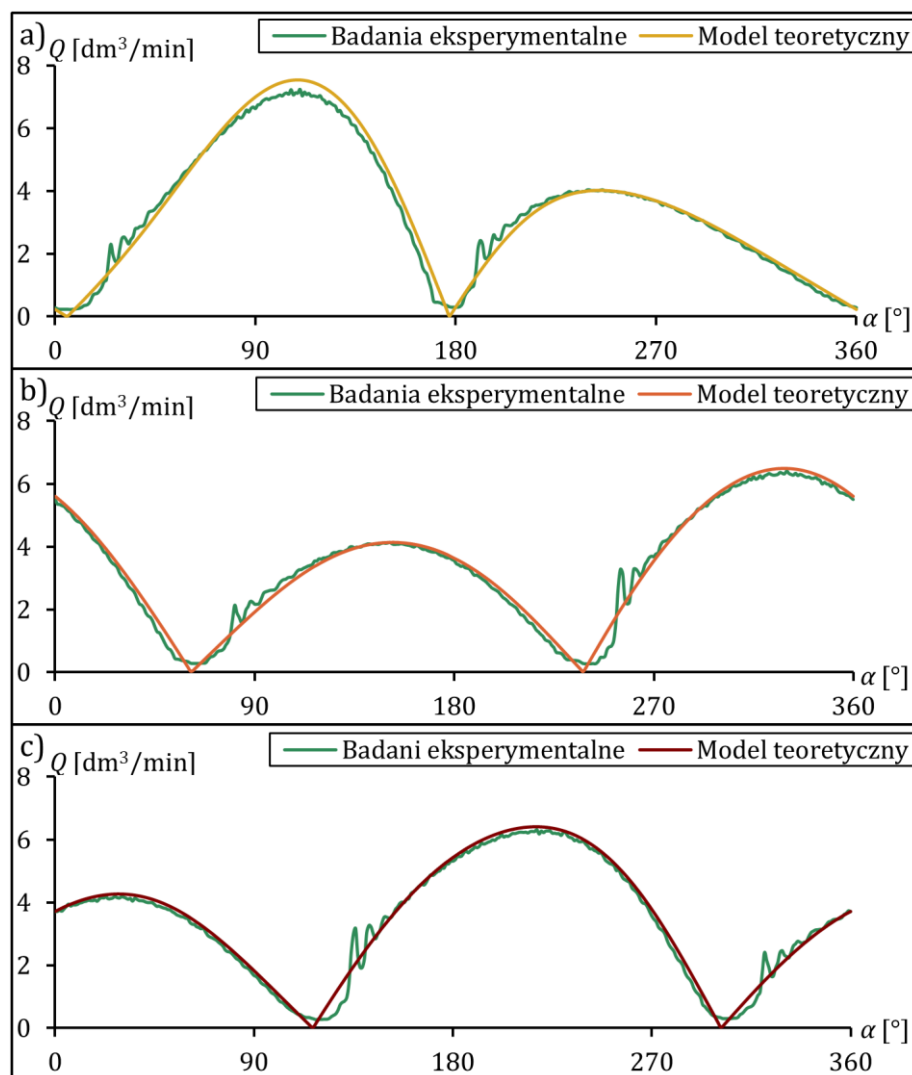


Rysunek 50. Zebrane charakterystyki  $Q(\alpha)$  dla pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących,  $p_p = 4$  MPa,  $n = 10$  obr/min, oznaczenia: P – pompa, ZS-T1 – 1 zespół ssąco-tłoczący, ZS-T2 – 1 zespół ssąco-tłoczący, ZS-T3 – 3 zespoły ssąco-tłoczące, a) otrzymane z badań eksperymentalnych, b) obliczone za pomocą modelu teoretycznego



Rysunek 51. Charakterystyki  $Q(t)$  dla pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących pompy:  $p_p = 2 \text{ MPa}$ ,  $n = 16 \text{ obr/min}$ , gdzie: P – charakterystyka pompy, a) 1 zespół ssąco-tłoczący, b) 2 zespół ssąco-tłoczący, c) 3 zespół ssąco-tłoczący

Aby pokazać, jak pojedyncze zespoły składają się na całkowitą wydajność pompy, na rysunku 50 przedstawiono zbiór charakterystyk  $Q(\alpha)$  w porównaniu z podobnymi otrzymanymi za pomocą modelu teoretycznego. Przebiegi wydajności  $Q(t)$  dla wszystkich trzech zespołów pokazano na rysunku 51. Dodatkowo na tych wykresach zamieszczono przebieg wydajności dla całej pompy pracującej z takimi samymi parametrami. Widoczna jest również powtarzalność otrzymywanych wyników, co jest potwierdzeniem poprawnej pracy pompy. Na podstawie wyników z rysunku 50 przygotowano porównanie charakterystyk otrzymanych z badań doświadczalnych z tymi obliczonymi za pomocą modelu teoretycznego. Wykresy te przedstawiono na rysunku 52.

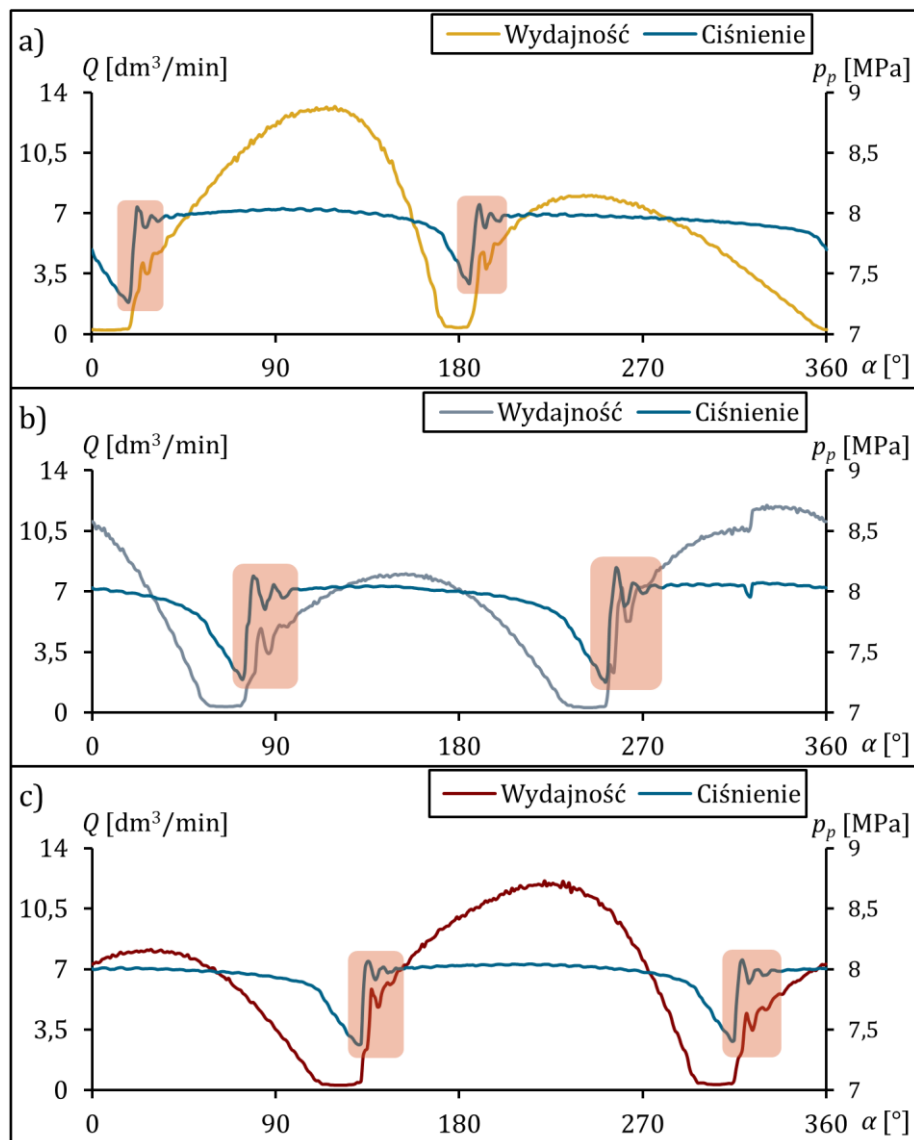


Rysunek 52. Porównanie charakterystyk  $Q(\alpha)$  pojedynczych zespołów otrzymanych z badań eksperymentalnych z tymi obliczonymi za pomocą modelu teoretycznego:  
a) 1 zespół ssąco-tłoczący, b) 2 zespół ssąco-tłoczący, c) 3 zespół ssąco-tłoczący

Na wykresach widoczna jest znaczna zgodność wyników, obliczonych za pomocą modelu teoretycznego z uzyskanymi z badań eksperymentalnych. Występujące różnice wynikają, między innymi, z wpływu zmiany prędkości obrotowej chwilowej, co nie zostało uwzględnione w modelu. W przypadku pojedynczych zespołów wpływ ten będzie większy niż dla całej pompy, ze względu na obciążenie napędu spadające praktycznie do zera w miejscach zmian faz pracy komór waporowych. Otrzymane wyniki uwidaczniają również wpływ rozdzielczości aparatury pomiarowej. Przepływomierz zębaty zastosowany na stanowisku dostarcza sygnał w postaci impulsów oznaczających przepływ określonej objętości cieczy. W związku z tym, przy bardzo małym rejestrowanym natężeniu przepływu następuje duże uśrednienie wyników. Wpływ na to ma także rozdzielczość enkodera wynosząca  $1^\circ$ . Na przedstawionych wykresach (Rysunki 51, 50 i 52), widoczne jest właśnie to zjawisko w punktach zmiany fazy pracy. Wyniki obliczone za pomocą modelu w tych miejscach dochodzą do zera a te wyznaczone z badań nie. Zjawisko to nie będzie tak bardzo istotne w badaniach całej pompy. Powodem tego jest większa wydajność oraz jej ciągłość utrzymywana przez wszystkie zespoły pompy. Kolejna niezgodność jest widoczna chwilę po rozpoczęciu tłoczenia z komór. Występuje gasnąca oscylacja przebiegów wydajności. Zachodzi to dla wszystkich z przebadanych komór waporowych. Po jego wystąpieniu charakterystyka wraca do trendu odpowiadającemu temu otrzymanemu za pomocą modelu teoretycznego. Aby lepiej zaprezentować to zjawisko, na rysunku 53 zebrano charakterystyki dla parametrów, z którymi jest to widoczne. Przebiegi wydajności pompy na tych wykresach zestawiono z przebiegami ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy.

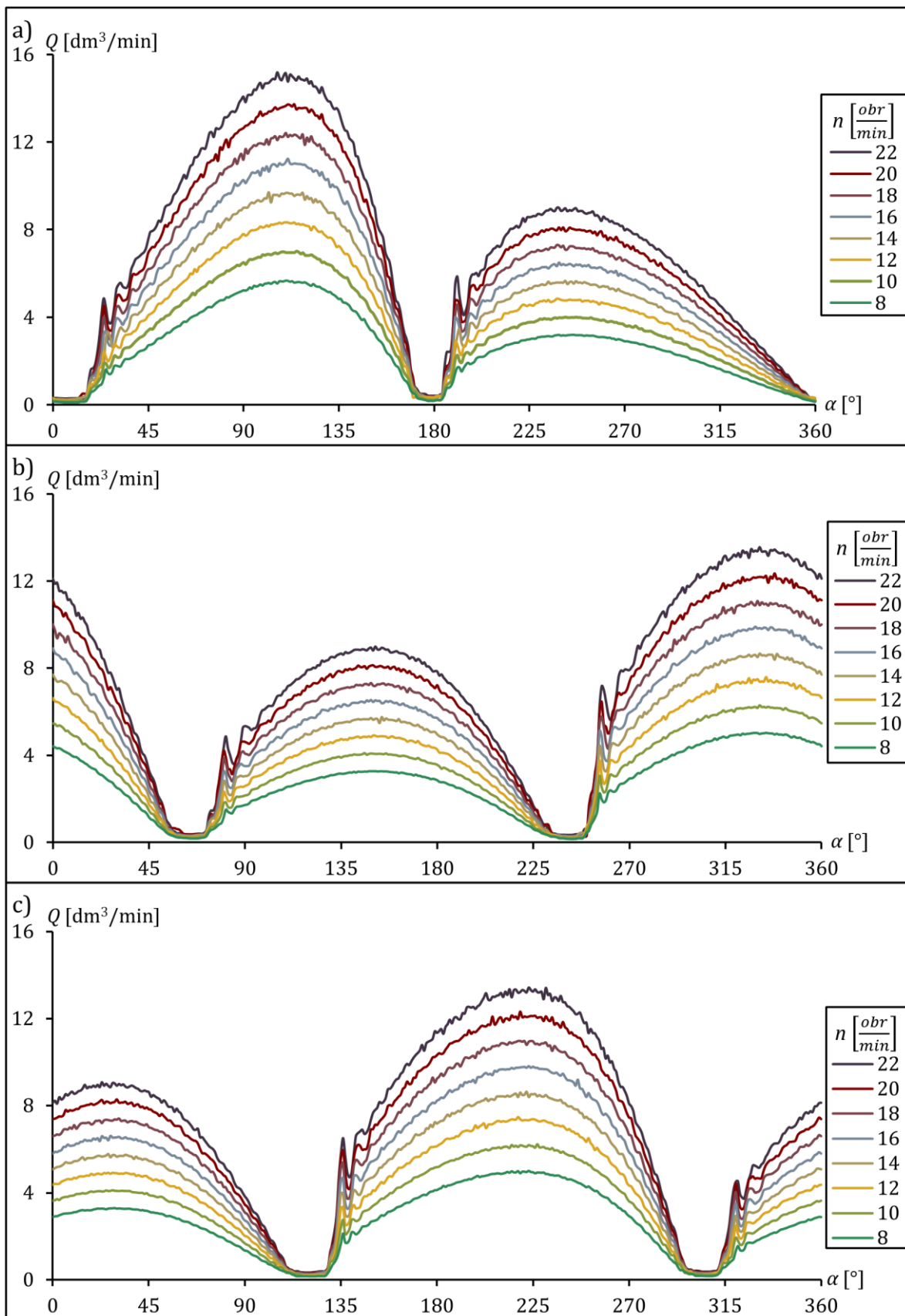
Na wykresach (Rysunek 53) dobrze widoczny jest związek tego zjawiska z ciśnieniem w przewodzie tłocznym pompy. Sytuacja ta występuje w pozycji, w której tłok zespołu po osiągnięciu jednego z punktów zwrotnych rozpoczyna tłoczenie z drugiej komory waporowej. W tej pozycji, po chwilowej przerwie w tłoczeniu przez zespół, ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy spada. Ponowne rozpoczęcie tłoczenia powoduje wzrost a następnie pulsację ciśnienia, która po chwili gaśnie. Spowodowane jest to częściowo charakterystyką zaworu przelewowego zastosowanego w stanowisku badawczym, a dokładniej jego zamknięciem w chwili zatrzymania tłoczenia cieczy. Następnie zawór otwiera się i znajduje się w pozycji nieustalanej, która stabilizuje się po ustaleniu ciśnienia. Taki opis działania zaworu przelewowego można znaleźć w literaturze, gdzie przebieg zjawiska jest podobny do otrzymanego w badaniach [63].

W materiałach producenta zaworu brak charakterystyk dynamicznych zaworu, przez co nie można się do takich odnieść [80]. W przypadku całej pompy pracującej w układzie nie będzie ono występowało w takim stopniu, ponieważ w czasie zatrzymania pracy przez jeden z zespołów pozostałe dalej tłoczą olej, dlatego zawór przelewowy nie zamyka się całkowicie. Wpływ na to zjawisko ma także wzrost ciśnienia towarzyszący otwieraniu się zaworów zwrotnych po stronie tłocznej w rozrządzie pompy. W przypadku zespołu 2 (Rysunek 53b) występuje dodatkowo "przesunięcie" na wykresie charakterystyki wydajności dla położenia wału wynoszącego  $315^\circ$ . Jest to spowodowane małą sztywnością ramy stanowiska, która była widoczna zwłaszcza przy wyższych wartościach ciśnienia w przewodzie tłocznym oraz przy wyższej prędkości obrotowej napędu.



Rysunek 53. Zestawienie charakterystyk wydajności oraz ciśnienia dla pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących,  $n = 20$  obr/min,  $p_p = 8$  MPa, a) 1 zespół ssąco-tłoczący, b) 2 zespół ssąco-tłoczący, c) 3 zespół ssąco-tłoczący





Rysunek 54. Rodziny charakterystyk dla pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących pompy:  $p_p = 6$  MPa, a) 1 zespół ssąco-tłoczący, b) 2 zespół ssąco-tłoczący, c) 3 zespół ssąco-tłoczący



Na rysunku 54 przedstawiono zestawy charakterystyk  $Q(\alpha)$  dla różnych prędkości obrotowych napędu stanowiska. W tych wynikach występują także opisane wcześniej zjawiska towarzyszące badaniom pojedynczych zespołów.

#### 6.4. Badania eksperymentalne pompy podczas zmiany wydajności właściwej

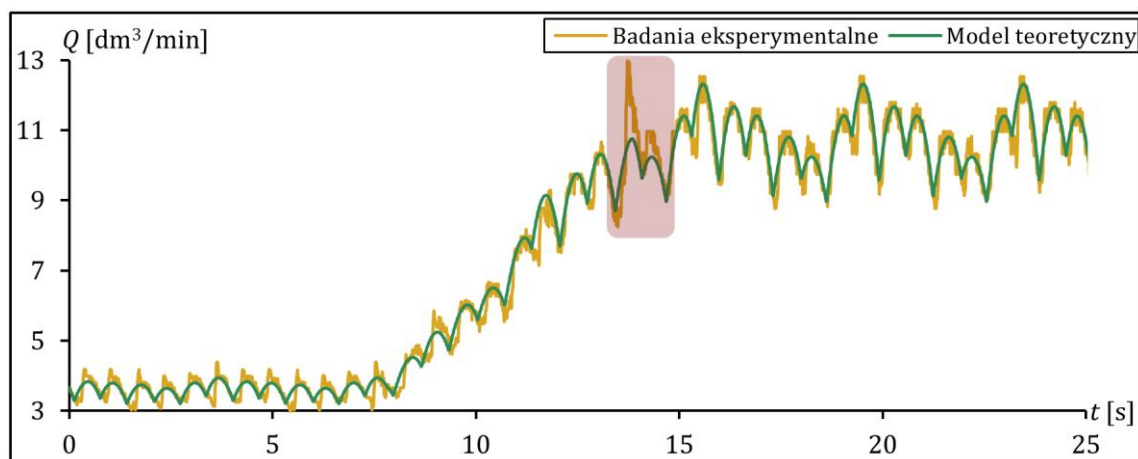
Ważną cechą pompy opisywanej w tej dysertacji jest możliwość zmiany jej wydajności właściwej w trakcie pracy bez konieczności zatrzymywania i przezbrajania układu. Taką możliwość ma zagwarantować mechanizm zmiany mimośrodowo pompy. W tej części pracy zweryfikowana została właśnie ta jej cecha. Wyniki tych badań porównano z modelem teoretycznym. Stanowisko badawcze nie było wyposażone w precyzyjny układ sterowania, który pozwoliłby na rozpoczęcie i zakończenie zmiany wydajności właściwej w określonym punkcie (położeniu wału napędowego pompy) lub, który umożliwiłby określenie wartości początkowej oraz końcowej wydajności właściwej. Całe sterowanie wykonywane było ręcznie. Proces zmiany wydajności właściwej rozpoczynany lub kończony był w różnych momentach tak, aby uzyskać większy zbiór danych do porównania i opisanie wyników. Również wartości, o które zmieniano wartość mimośrodowo, były różne. Dla każdego zestawu parametrów wykonywano cztery serie badań zmiany wydajności właściwej: zwiększenie o „mniejszą” wartość, zmniejszenie o „mniejszą” wartość, zwiększenie o „większą” wartość, zmniejszenie o „większą” wartość. Wartości te były dobierane losowo. Podczas tych badań akumulator hydrauliczny (Rysunek 41) nie był włączony do układu. Parametry pracy układu hamulcowego opisano w części dotyczącej badań wstępnych pompy. Parametry z jakimi działała pompa podczas tej serii, przedstawiono w tabeli 7.

Tabela 7. Parametry badań eksperymentalnych pompy podczas zmiany wydajności właściwej

Parametr	Symbol [jednostka]	Zakres	Krok zmiany
Ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy	$p_p$ [MPa]	1÷6	1
Prędkość obrotowa wału napędowego	$n$ [obr/min]	10÷20	5

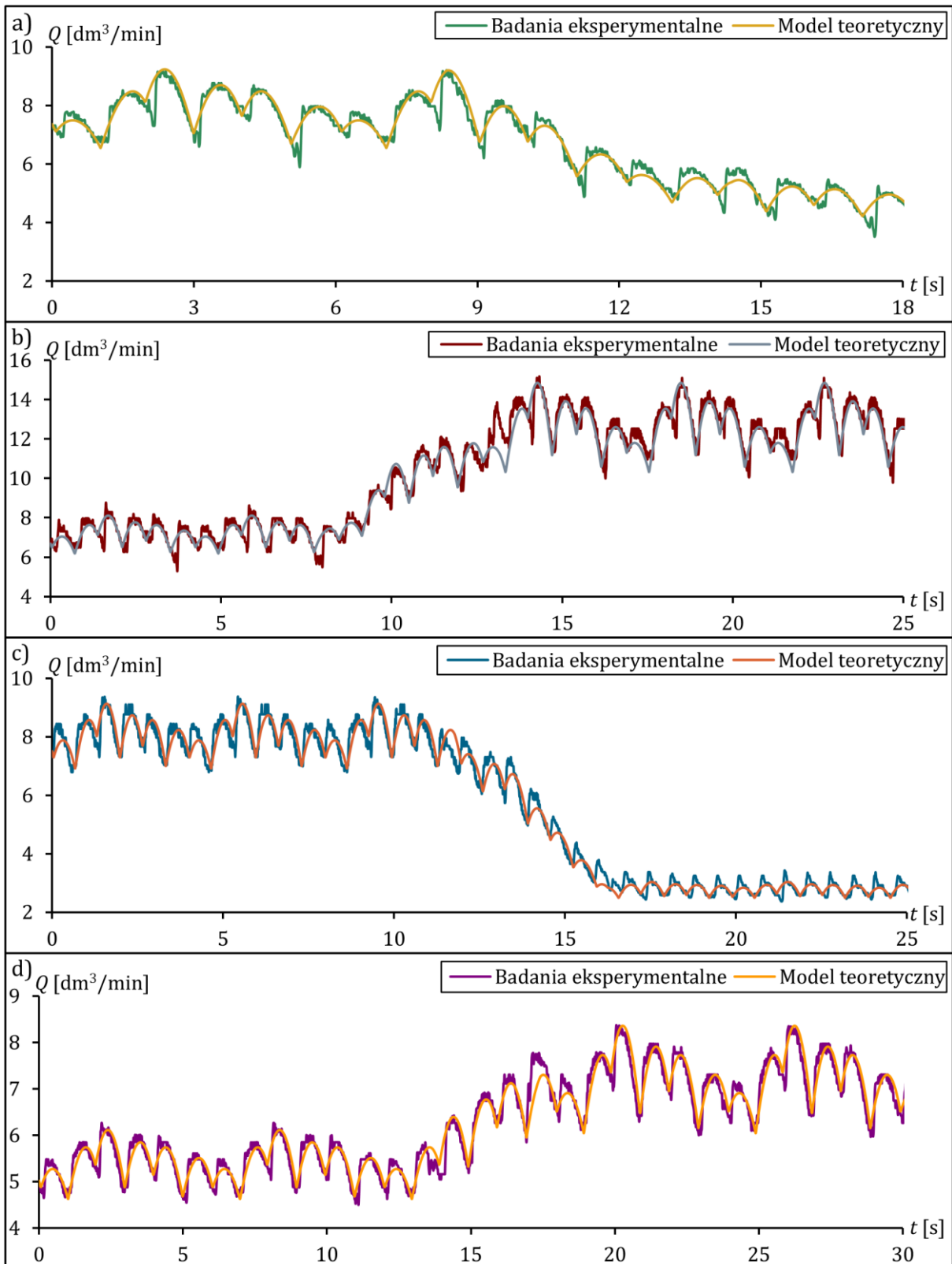
Po rozpoczęciu badań zaobserwowano zjawisko, które miało duży wpływ na otrzymywane wyniki. Na początku oraz na końcu procesu zmiany wydajności właściwej, po zwolnieniu lub zaciągnięciu taśmy hamulcowej, następowało obrócenie tarczy

hamulcowej przez taśmę. Powodowało to dodatkowe chwilowe zwiększenie lub zmniejszenie wydajności pompy poprzez przyspieszenie lub spowolnienie tłoków zespołów. Przeanalizowano pracę pompy pod kątem występowania tej sytuacji i większy wpływ na charakterystykę wydajności odnotowano podczas zwiększania wydajności właściwej. Wykres przedstawiający otrzymany przebieg wydajności  $Q(t)$  pompy podczas zmiany wydajności właściwej pokazano na rysunku 55 w porównaniu z charakterystyką obliczoną za pomocą modelu teoretycznego. Fragment dyskutowany w tym akapicie został dodatkowo zaznaczony.



Rysunek 55. Porównanie charakterystyk pompy  $Q(t)$  podczas zmiany wydajności właściwej otrzymanych za pomocą modelu teoretycznego oraz badań eksperymentalnych,  $n = 15$  obr/min,  $p_p = 2$  MPa,  $e_p = 19$  mm,  $e_k = 58$  mm,  $\theta = 720^\circ$

W celu zmniejszenia skali dodatkowego obracania tarcz hamulcowych przez taśmy, zmodyfikowano układ hamulcowy. Obrócona została płyta, do której mocowane są siłowniki hamulca, dzięki czemu taśmy zaciągane są z innych stron. Poprawiono również ustawienie i geometrię taśm hamulcowych. Zjawisko nie zostało całkowicie wyeliminowane, udało się jednak poprawić otrzymywane wyniki. W przypadku analizowanego prototypu, ze względu na budowę hamulca nie było możliwości wyeliminowania tej wady. Całkowite jego usunięcie wiązałoby się z koniecznością przebudowy tego układu. Na rysunku 56 przedstawiono cztery charakterystyki pompy podczas zwiększania oraz zmniejszania wydajności właściwej wraz z wynikami obliczonymi za pomocą modelu teoretycznego pompy dla takich samych parametrów. Na zaprezentowanych wykresach widoczne jest ciągłe tłoczenie oleju przez pompę podczas zmiany jej wydajności właściwej. Wyniki pozwoliły na potwierdzenie tej cechy przedstawionej pompy.



Rysunek 56. Porównanie charakterystyk  $Q(t)$  podczas zmiany wydajności właściwej pompy otrzymanych z badań eksperymentalnych oraz obliczonych za pomocą modelu teoretycznego:

- a)  $n = 9,96$  obr/min,  $p_p = 4$  MPa,  $e_p = 66$  mm,  $e_k = 41$  mm,  $\theta = 498^\circ$ ,
- b)  $n = 14,91$  obr/min,  $p_p = 4$  MPa,  $e_p = 42$  mm,  $e_k = 73$  mm,  $\theta = 690^\circ$ ,
- c)  $n = 15,09$  obr/min,  $p_p = 2$  MPa,  $e_p = 44$  mm,  $e_k = 15$  mm,  $\theta = 1067^\circ$ ,
- d)  $n = 10,05$  obr/min,  $p_p = 2$  MPa,  $e_p = 45$  mm,  $e_k = 60$  mm,  $\theta = 839^\circ$

Po zahamowaniu tarczy przekazanie części momentu obrotowego na śrubę mechanizmu zmiany mimośrodowo powodowało spadek prędkości obrotowej wału napędowego pompy. Zjawisko to również było widoczne podczas badań, wynika ono z działania mechanizmu zmiany mimośrodowo. Wpływ na możliwość dokładnego porównania charakterystyk mają wyniki otrzymane z badań eksperymentalnych. Ze względu na zaszumienie otrzymanych wyników trudno dokładniej porównać je z tymi otrzymanymi za pomocą modelu teoretycznego. Problemem w tym przypadku jest również nieprecyzyjny sposób sterowania. Stanowisko nie było wyposażone w aparaturę, która umożliwiałaby rejestrację dokładnego momentu rozpoczęcia oraz zakończenia zmiany wydajności właściwej. Aby wykryć te miejsca, napisano program mający dokładnie określić położenie kątowne wału napędowego, na podstawie zmian momentu, natężenia przepływu oraz ciśnienia. Nie wykrywał on jednak zawsze dokładnego punktu i w kilku przypadkach istniała konieczność ręcznego dopasowania wyników. Na uzyskanych wykresach widoczne są opisane już zjawiska wynikające z zastosowanego hamulca. Podczas wszystkich cykli tych badań pompa działała poprawnie. Rozbudowa układu o dodatkowe czujniki rozpoczęcia i zakończenia hamowania oraz układu sterowania w funkcji położenia kątownego wału napędowego umożliwiłyby przeprowadzenie bardziej szczegółowej analizy tego procesu. Pod kątem usprawnień w budowie pompy należałoby rozważyć inny układ hamulcowy, który nie będzie powodował dodatkowego obrotu tarcz. Rozwiązaniem tego problemu mógłby być odpowiednio zaprojektowany hamulec bębnowy w wersji stosowanej w rozwiązaniach przemysłowych.

## **6.5. Badania pompy ze stałą nastawą wydajności właściwej**

### **6.5.1. Wprowadzenie**

W tym rozdziale przedstawiono badania całej pompy pracującej w stabilnych warunkach, czyli ze stałą wartością wydajności właściwej (mimośrodu wału napędowego). Wartość tę ustawiano na początku każdego etapu badań i nie zmieniano podczas danej serii. Ze względu na zjawisko samoczynnej zmiany mimośrodu, była ona kontrolowana według procedur przedstawionych w części dotyczącej badań wstępnych. Metodyka badań została już przedstawiona i ma ona zastosowanie dla tej ich części. Szczegóły wyróżniające każdą z serii opisano we wstępach do nich. Celem badań przedstawionych w tym rozdziale było sprawdzenie działania pompy w stanie, gdy

wydajność właściwa zostanie już ustawiona i pompa powinna pracować ze stabilnymi parametrami. Dzięki tym badaniom wyznaczono również charakterystyki sprawności w funkcji parametrów pracy. Otrzymane wyniki posłużyły także do walidacji modelu teoretycznego.

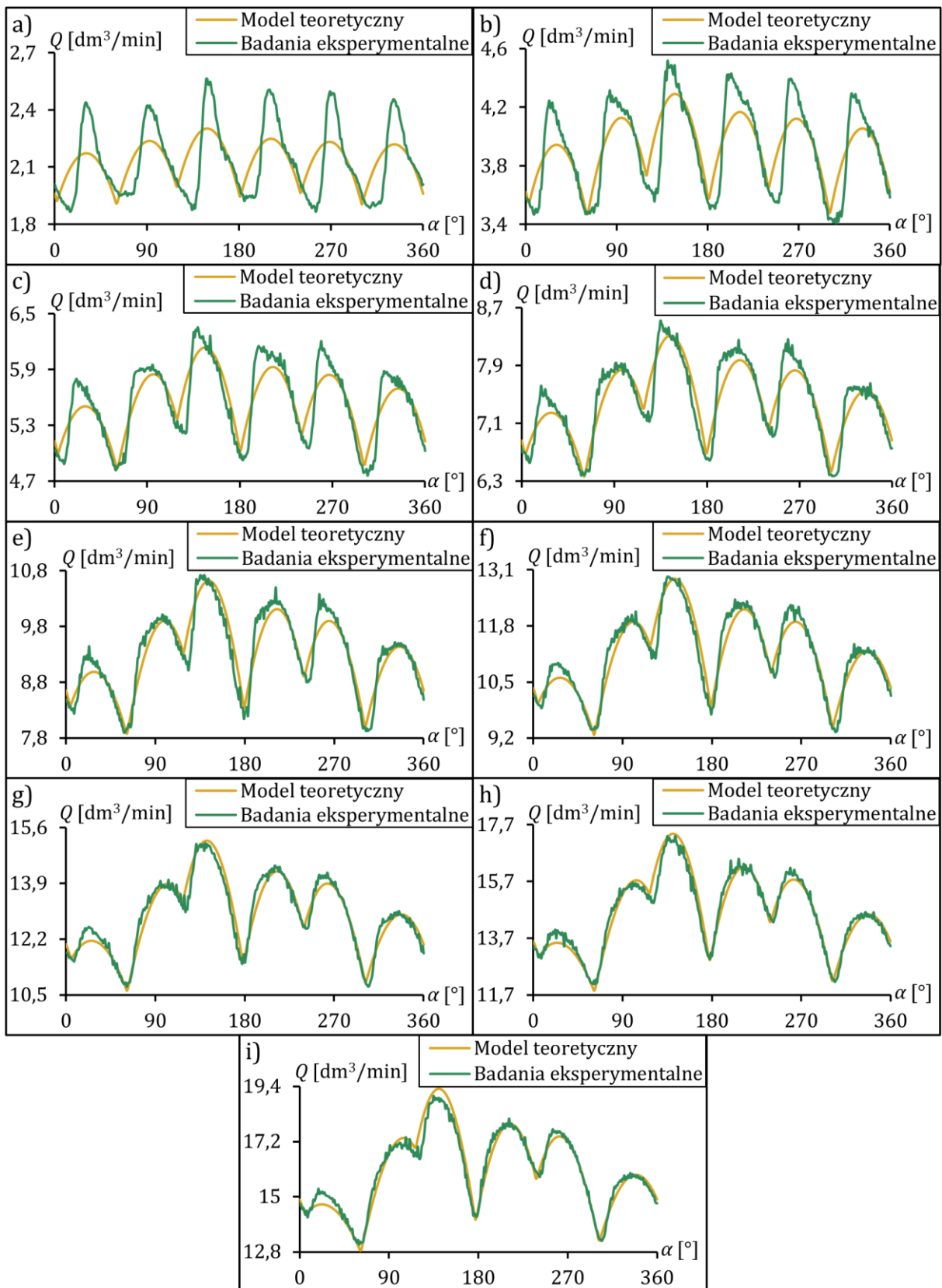
### 6.5.2. Badania wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki

Główną serią tej części badań eksperymentalnych są badania pompy ze stałą wartością wydajności właściwej. Nie występowały dodatkowe zmiany w metodyce, akumulator hydrauliczny nie był włączony do układu hydraulicznego (Rysunek 41). Parametry z jakimi przeprowadzono badania przedstawiono w tabeli 8.

Tabela 8. Zakres parametrów dla badań wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki

Parametr	Symbol [jednostka]	Zakres	Krok zmiany
Ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy	$p_p$ [MPa]	1÷6	1
Prędkość obrotowa wału napędowego	$n$ [obr/min]	8÷22	1
Mimośród wału napędowego	$e$ [mm]	10÷90	10

Maksymalna prędkość obrotowa  $n$  została ograniczona dla tej serii badań. Wynikało to z zakresu natężenia przepływu rejestrowanego przez przepływomierz. Jego górna granica wynosiła 30 dm<sup>3</sup>/min. Maksymalne ciśnienie  $p_p$  zostało dobrane na podstawie możliwości obciążenia napędu stanowiska. Dla ciśnień wyższych niż dobrane 6 MPa przy najwyższej wydajności właściwej, widoczne było spowolnienie wału napędowego w miejscach, w których występuje największe obciążenie. Z tego względu górna granica ciśnienia została ograniczona dla wszystkich badań tej serii. Jeżeli chodzi o mimośród wału napędowego  $e$ , to wartość maksymalna została ograniczona do 90 mm. Jako wartość minimalną przyjęto 10 mm, ze względu na wpływ rozdzielczości aparatury pomiarowej na otrzymywane wyniki. Na rysunku 57 przedstawiono charakterystyki  $Q(\alpha)$  dla różnych wartości mimośrodu wału napędowego, porównane z wynikami obliczonymi za pomocą modelu teoretycznego pompy dla takich samych parametrów badań.



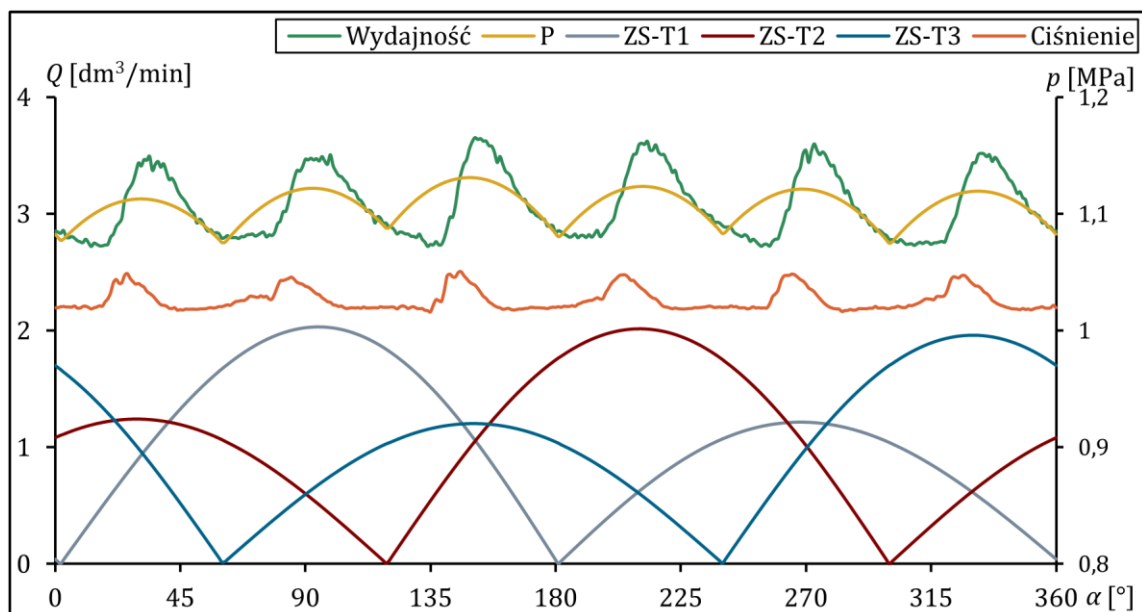
Rysunek 57. Porównanie charakterystyk  $Q(\alpha)$  otrzymanych za pomocą badań eksperymentalnych z tymi obliczonymi za pomocą modelu teoretycznego:  
 $n = 15$  obr/min,  $p_p = 1$  MPa, a)  $e = 10$  mm, b)  $e = 20$  mm, c)  $e = 30$  mm, d)  $e = 40$  mm, e)  $e = 50$  mm, f)  $e = 60$  mm, g)  $e = 70$  mm, h)  $e = 80$  mm, i)  $e = 90$  mm

Z analizy otrzymanych przebiegów wynika, że wraz ze wzrostem wartości mimośrodowo wału napędowego zgodność wyników badań z modelem wzrasta. W celu analizy wyników, obliczone zostało średnie odchylenie wyników badań eksperymentalnych od modelu teoretycznego, dla zebranych serii z rysunku 57. Wyniki te przedstawiono w tabeli 9.

Tabela 9. Odchyłka zgodności wyników badań eksperymentalnych z modelem teoretycznym dla serii przedstawionych na rysunku 57

<b>e [mm]</b>	10	20	30	40	50	60	70	80	90
<b><math>\Delta Q</math> [%]</b>	5,36	3,24	2,62	2,16	1,88	1,68	1,52	1,41	1,68

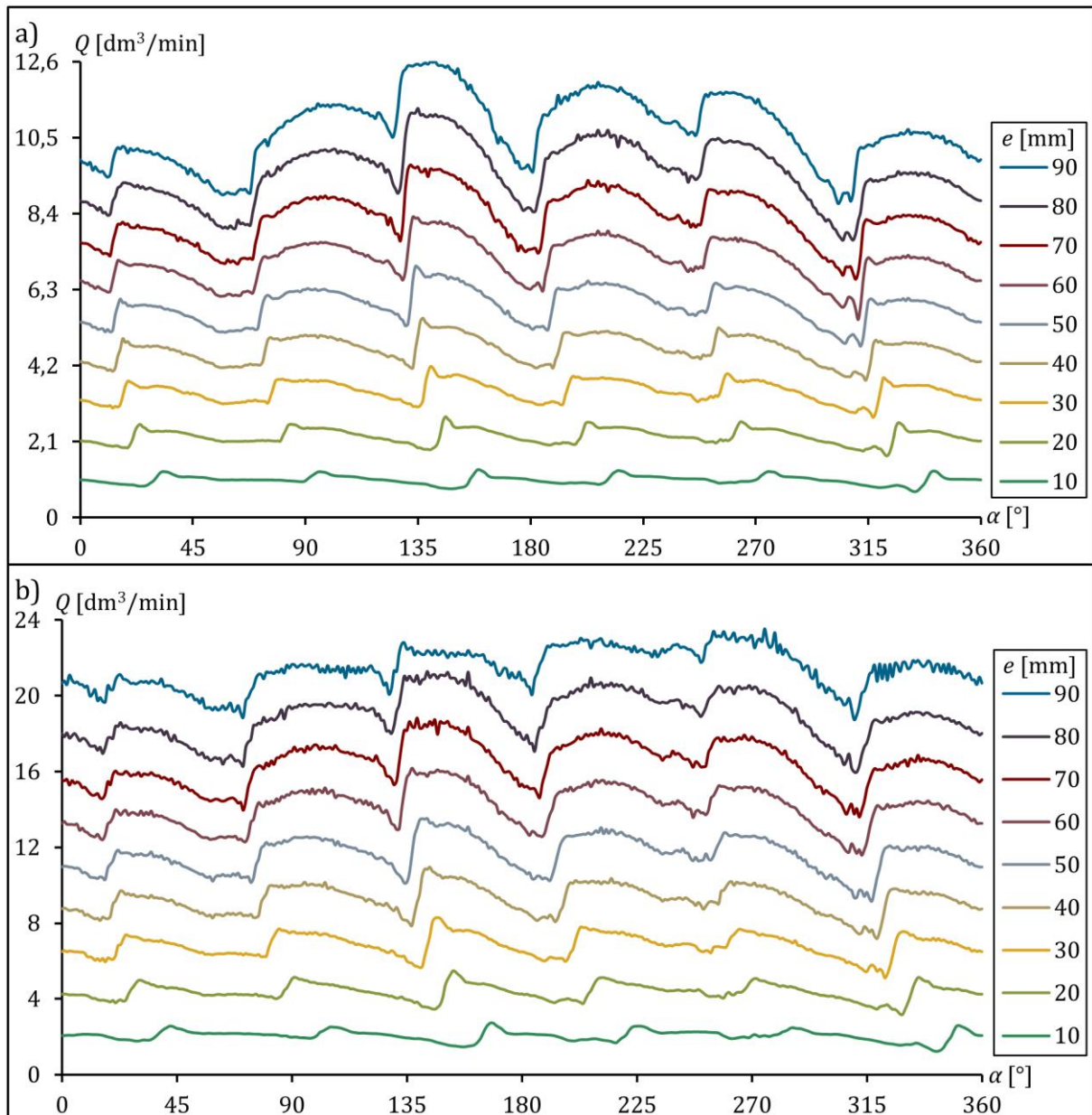
Wraz ze wzrostem wartości mimośrodowo wału napędowego spada różnica pomiędzy modelem a wynikami badań eksperymentalnych. Wpływ na te wyniki ma zapewne niestaość prędkości obrotowej. W przypadku małego obciążenia napędu, wynikającego z wartości ciśnienia na poziomie 1 MPa, nie jest on duży. Przeprowadzona została analiza wyników badań mająca na celu odnalezienie genezy występujących różnic dla małej wydajności właściwej pompy. Wynika z niej, że podobnie kształtują się one dla pozostałych serii badań. Pierwszą możliwą przyczyną otrzymanych przebiegów jest wpływ rozdzielczości przyrządów pomiarowych. Przeliczanie wydajności pompy z małej liczby impulsów, zarejestrowanych przez przepływomierz, może przekładać się na takie wyniki. Drugim czynnikiem mającym wpływ na uzyskane wyniki była podatność ramy stanowiska, zwłaszcza w obszarze łożyskowania wału napędowego. Wpływ ten był jednak bardziej widoczny dla wartości ciśnienia w przewodzie tłocznym powyżej 3 MPa. W trakcie analizy wyników zaobserwowano, że przebieg wydajności pompy związany jest z ciśnieniem w przewodzie tłocznym. Dla porównania przykładowe wyniki, dla których jest to widoczne, przedstawiono na rysunku 58. Widoczne są na nim chwilowe wzrosty ciśnienia, pojawiające się sześciokrotnie podczas pełnego obrotu. Odpowiada to sześciu komórkom waporowym pompy. Taki przebieg ciśnienia wynika z indywidualnych rozrządów składających się z zaworów zwrotnych. Te chwilowe wzrosty ciśnienia wynoszą około 0,02 MPa, co odpowiada ciśnieniu otwarcia zaworów zwrotnych łączących komory waporowe z kolektorem tłocznym. Aby lepiej zobrazować przebieg tego zjawiska, na rysunku 58 przedstawiono również charakterystyki całej pompy oraz pojedynczych zespołów ssąco-tłoczących obliczone za pomocą modelu teoretycznego.



Rysunek 58. Zebrane wyniki wydajności oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy otrzymane podczas badań eksperymentalnych oraz charakterystyki wydajności pompy obliczone za pomocą modelu teoretycznego:  $e = 10 \text{ mm}$ ,  $p_p = 1 \text{ MPa}$ ,  $n = 22 \text{ obr/min}$

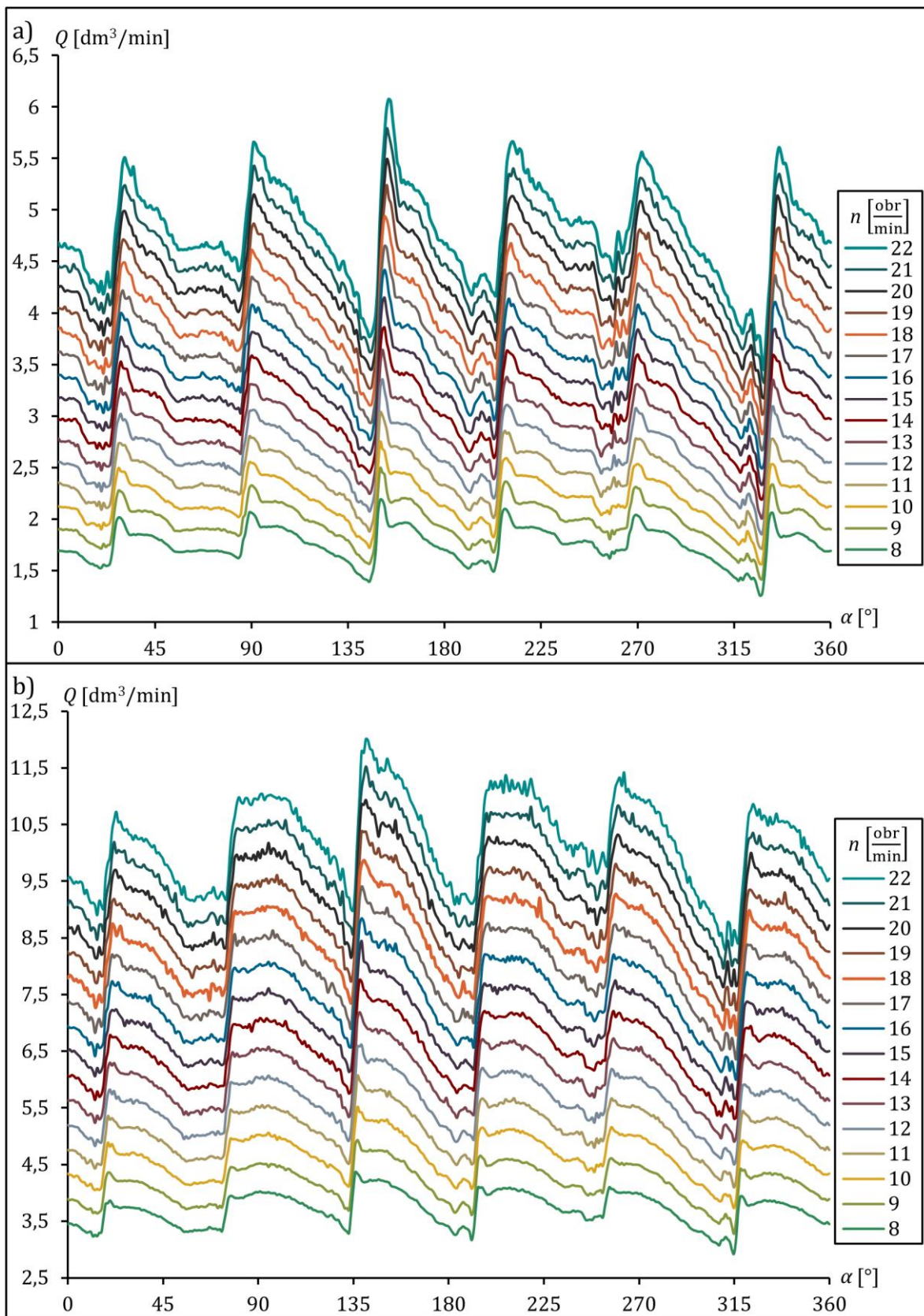
Przedstawione wyniki potwierdzają wcześniej postawioną tezę i umożliwiają przygotowanie opisu jej prawdopodobnego przebiegu. Po osiągnięciu punktu zwrotnego przez tłok, z pewnym opóźnieniem zamyka się zawór zwrotny od strony ssawnej, a w wyniku jednoczesnego rozpoczęcia fazy tłoczenia część oleju zostaje przetłoczona do części ssawnej pompy – są to straty objętościowe. Dalej, po jego całkowitym zamknięciu, ciśnienie w komorze musi wzrosnąć do wartości, która pozwoli otworzyć zawór zwrotny od strony tłocznej. Na wykresach widoczne jest opóźnienie kątowe konieczne do wzrostu ciśnienia wymuszającego otwarcie zaworu zwrotnego od strony tłocznej pompy. Zjawisko to, wraz z pozostałymi wymienionymi wcześniej, tłumaczy rozbieżność pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych z modelem teoretycznym. Opisywane zjawisko występuje również w wynikach badań pojedynczych zespołów, lecz ze względu na spadki ciśnienia towarzyszące tym badaniom, trudno jest się do niego bezpośrednio odnieść. W przypadku większej wydajności właściwej pompy zjawisko to nie jest tak widoczne ze względu na większy skok tłoka, dzięki czemu ciśnienie konieczne do przesterowania zaworów zwrotnych jest osiąganym znacznie szybciej. Na rysunku 59 przedstawiono dwa zbiory charakterystyk wydajności pompy dla różnych parametrów pracy. Porównując te wyniki można zaobserwować, jak zmiana wartości mimośrodu wpływa na przebieg oraz nierównomierność wydajności pompy.





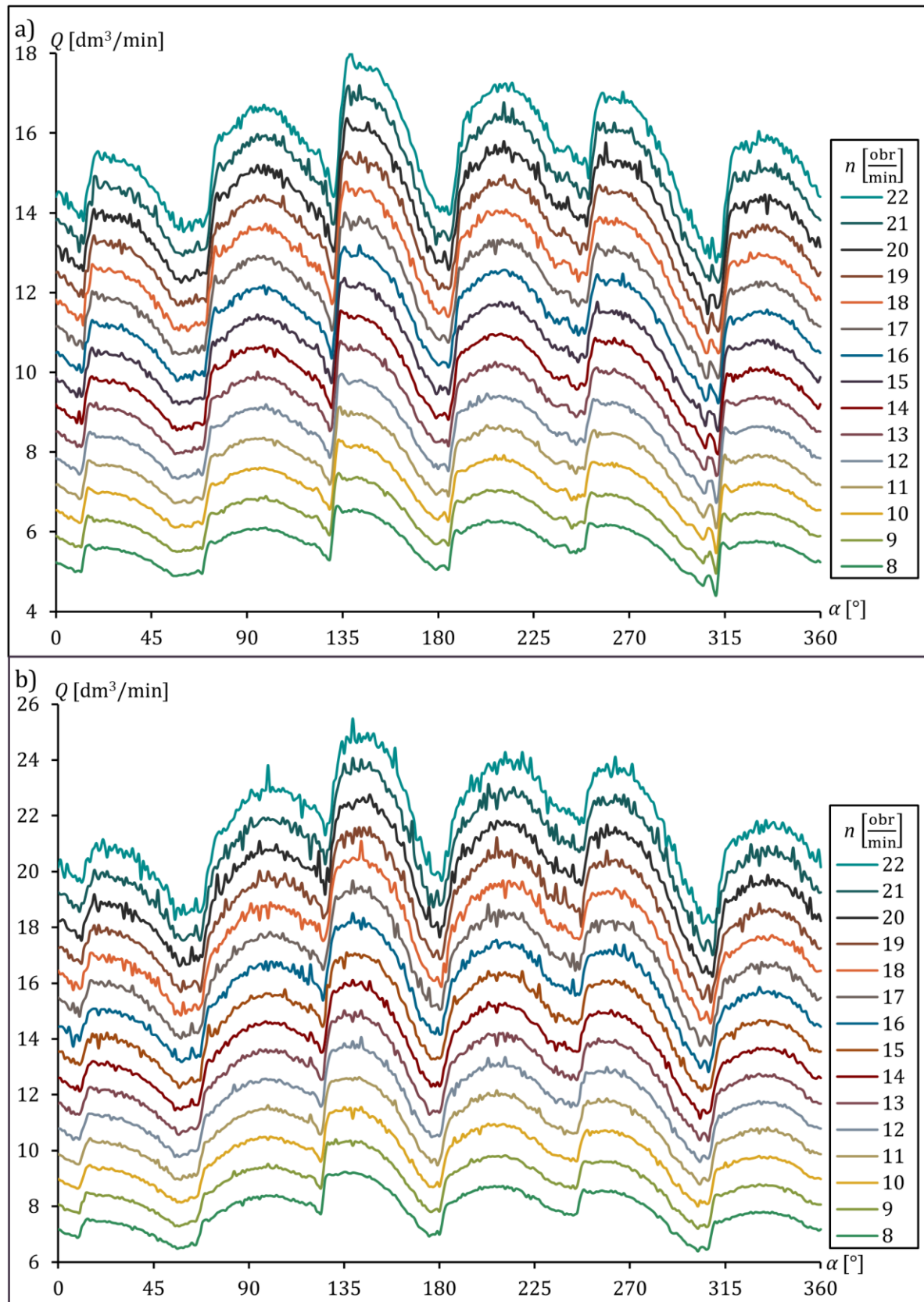
Rysunek 59. Zestawy charakterystyk  $Q(\alpha)$  dla różnych wartości mimośrodów wału napędowego: a)  $p_p = 3$  MPa,  $n = 10$  obr/min, b)  $p_p = 5$  MPa,  $n = 20$  obr/min

Przedstawione wykresy dobrze odzwierciedlają działanie pompy z różnymi nastawami wydajności właściwej. Widoczny jest także wpływ zjawisk opisanych już we wcześniejszych częściach tej pracy. Jest to zmienność prędkości obrotowej wraz ze zmianą obciążenia oraz podatność ramy pompy. Najbardziej jest to widoczne dla serii badań przedstawionej na rysunku 59b, dla parametrów  $e = 90$  mm i  $p_p = 5$  MPa. Szczególną uwagę zwraca zniekształcony kształt przebiegu, zwłaszcza w porównaniu z serią przeprowadzoną z niższym ciśnieniem lub mniejszą wartością mimośrodu wału napędowego. Na rysunkach 60 oraz 61 zebrano przebiegi dla takich samych wartości mimośrodu wału napędowego oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy.



Rysunek 60. Zestawy charakterystyk  $Q(\alpha)$  dla różnych wartości prędkości obrotowej wału napędowego: a)  $p_p = 6$  MPa,  $e = 20$  mm, b)  $p_p = 4$  MPa,  $e = 40$  mm





Rysunek 61. Zestawy charakterystyk  $Q(\alpha)$  dla różnych wartości prędkości obrotowej wału napędowego: a)  $p_p = 4$  MPa,  $e = 60$  mm, b)  $p_p = 2$  MPa,  $e = 80$  mm

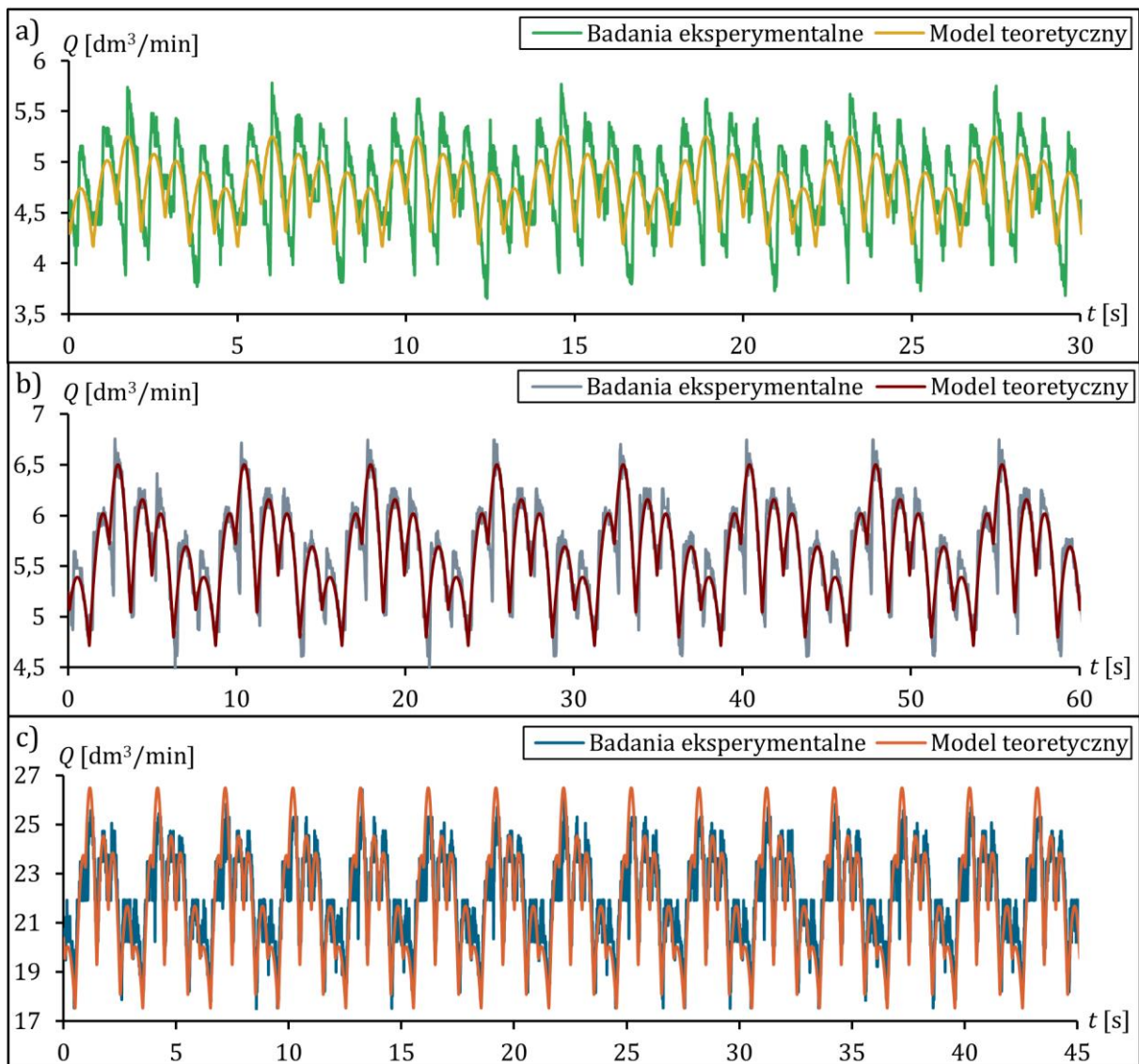
Wyznaczone wartości współczynnika nierównomierności wydajności dla badań eksperymentalnych odbiegają od tych obliczonych na podstawie modelu teoretycznego pompy. Powodem tego są zjawiska występujące w trakcie badań mające wpływ na przebieg wydajności pompy. W przypadku większej wydajności właściwej osiągnano wartości mniejsze ze względu na znaczną zmianę obciążenia podczas pracy. Dla mniejszych wartości wydajności właściwej współczynnik ten był większy ze względu na zjawiska zachodzące w rozrządzie zaworowym. Przykładowe wyniki prezentujące współczynniki dla prędkości obrotowej wynoszącej 18 obr/min, dla różnych wartości mimośrodów wału napędowego oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy zebrano w tabeli 10. Załączono również wyniki współczynnika obliczone za pomocą modelu teoretycznego. Komórki, dla których współczynnik jest mniejszy od obliczonego przy pomocy modelu wypełniono kolorem zielonym, a te, gdzie jest on większy kolorem czerwonym.

Tabela 10. Współczynnik nierównomierności wydajności pompy  $\delta$  dla prędkości obrotowej  $n = 18$  obr/min

$e$ [mm]	$p_p$ [MPa]						
	model	1	2	3	4	5	6
10	18,34%	31,54%	45,15%	62,28%	57,86%	73,43%	35,77%
20	20,64%	29,29%	37,71%	47,28%	46,78%	53,79%	43,04%
30	23,26%	28,06%	35,77%	39,51%	44,44%	46,72%	43,25%
40	26,14%	28,66%	35,79%	36,06%	36,89%	42,01%	39,52%
50	29,12%	30,58%	34,50%	34,33%	34,70%	38,37%	36,86%
60	32,17%	32,81%	31,69%	33,72%	34,87%	33,59%	32,98%
70	35,11%	34,73%	33,04%	37,23%	32,38%	33,12%	32,92%
80	37,96%	34,26%	36,90%	37,38%	33,10%	30,02%	26,82%
90	40,81%	35,64%	33,06%	34,01%	28,36%	22,83%	21,44%

Celem tej części badań doświadczalnych było również sprawdzenie, czy podczas stabilnej pracy pompy nie występuje zjawisko samoczynnej zmiany mimośrodów wału napędowego. Z tego względu ściśle kontrolowana była rzeczywista wydajność właściwa pompy pomiędzy kolejnymi pełnymi obrotami wału napędowego oraz pomiędzy kolejnymi seriami badań. Przykładowe przebiegi w czasie dla różnych zestawów parametrów przedstawiono na rysunku 62. Sprawdzana była również procentowa odchyłka rzeczywistej wydajności właściwej pompy podczas serii badań z ustalonymi

parametrami. W tabeli 11 przedstawiono zestaw obliczonych odchyłek dla różnych parametrów pracy pompy.



Rysunek 62. Porównanie charakterystyk  $Q(t)$  otrzymanych z badań eksperymentalnych oraz obliczonych za pomocą modelu teoretycznego: a)  $n = 14$  obr/min,  $p_p = 6$  MPa,  $e = 30$  mm, b)  $n = 8$  obr/min,  $p_p = 4$  MPa,  $e = 60$  mm, c)  $n = 20$  obr/min,  $p_p = 2$  MPa,  $e = 90$  mm

Na podstawie przedstawionych wyników można stwierdzić brak samoczynnej zmiany mimośrodu pompy w trakcie pracy z ustalonymi parametrami. Potwierdzają to przebiegi wydajności, dla których brak jest widocznego spadku wydajności pompy podczas jej pracy. Odchyłki zebrane w tabeli 11 przyjmują małe wartości – w większości przypadków te różnice wynoszą 1 impuls zarejestrowany przez przepływomierz. Z tego względu widoczny jest spadek odchyłki wraz ze wzrostem wartości mimośrodu wału

napędowego. W pracy zaprezentowana została tylko część wyników z przeprowadzonych badań. We wszystkich wykonanych badaniach tego zjawiska nie zaobserwowano.

Tabela 11. Odchyłki rzeczywistej wydajności właściwej pompy  $\Delta q_{rz}$  dla badań z ciśnienia w przewodzie tłocznym  $p_p = 6$  MPa

$e$ [mm]	$n$ [obr/min]							
	8	10	12	14	16	18	20	22
10	0,62%	0,62%	0,62%	0,62%	0,62%	0,62%	0,62%	0,62%
20	0,28%	0,28%	0,28%	0,28%	0,28%	0,28%	0,28%	0,28%
30	0,18%	0,18%	0,18%	0,18%	0,18%	0,18%	0,18%	0,18%
40	0,13%	0,26%	0,13%	0,13%	0,13%	0,13%	0,13%	0,13%
50	0,10%	0,10%	0,10%	0,10%	0,10%	0,11%	0,11%	0,11%
60	0,09%	0,09%	0,09%	0,09%	0,09%	0,09%	0,09%	0,09%
70	0,07%	0,15%	0,15%	0,07%	0,07%	0,07%	0,15%	0,15%
80	0,06%	0,06%	0,00%	0,06%	0,06%	0,13%	0,06%	0,06%
90	0,06%	0,06%	0,06%	0,06%	0,06%	0,06%	0,06%	0,12%

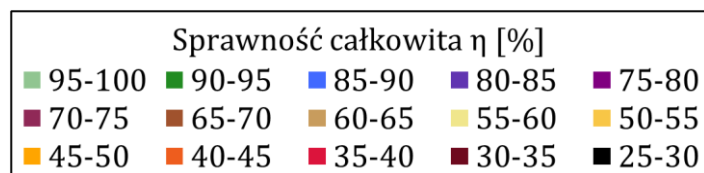
Zjawisko samoczynnej zmiany mimośrodów wału napędowego miało znaczny wpływ na metodykę badań oraz na ich wyniki. Podczas badań występowała ciągła konieczność kontroli oraz okresowego korygowania tej wartości. Z tego powodu na podstawie wyników badań przedstawionych w tym rozdziale nie została wyznaczona sprawność objętościowa pompy. Takie wyniki byłyby obarczone zbyt dużym błędem, ze względu na brak dokładnych danych o wartości mimośrodu wału napędowego dla każdej z serii. Przełożyło się to również na brak możliwości wyznaczenia sprawności hydrauliczno-mechanicznej. Sprawność całkowitą pompy wyznaczono na podstawie rozwiniętego równania (7):

$$\eta = \frac{P_{hwy}}{P_{mwe} + P_{hwe}} = \frac{Q \times p_p}{M \times \omega + Q_{tw} \times p_t}, \quad (46)$$

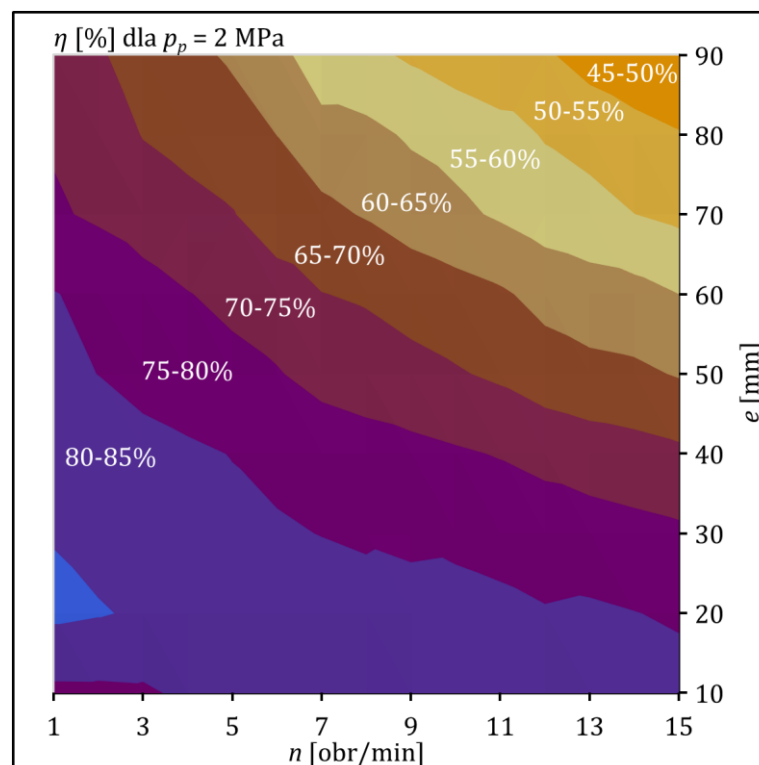
gdzie:  $P_{hwy}$  [W] – moc hydrauliczna oddana przez pompę,  $P_{mwe}$  [W] – moc mechaniczna dostarczona do pompy,  $P_{hwe}$  [W] – moc hydrauliczna dostarczona do pompy,  $\omega$  [rad/s] – prędkość kątowna wału napędowego,  $Q_{tw}$  [dm<sup>3</sup>/min] – wydajność pompy zasilania wstępnego,  $p_t$  [MPa] – ciśnienie w przewodzie ssawnym pompy.

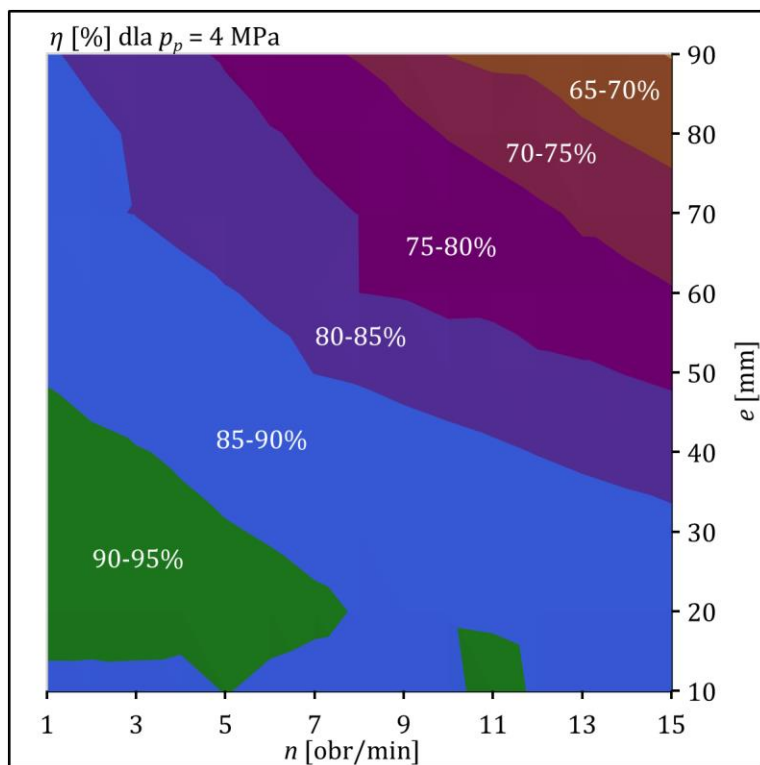
Moc mechaniczna jest dostarczona do pompy przez napęd stanowiska a moc hydrauliczna dostarczona jest przez pompę zasilania wstępnego. Jako wydajność pompy zasilania wstępnego przyjęto wydajność badanej pompy. Występujące różnice pomiędzy

poszczególnymi parametrami mogły wynikać z przecieków zewnętrznych w części ssawnej badanej pompy. Podczas badań nie zostały one zaobserwowane. Obliczona sprawność całkowita posłużyła do wyznaczenia charakterystyk sprawności pompy w zależności od parametrów jej pracy, jakimi były: prędkość obrotowa  $n$  [obr/min], ciśnienie w przewodzie tłocznym  $p_p$  [MPa] oraz wartość mimośrodowa wału napędowego  $e$  [mm]. Ze względu na dużą liczbę otrzymanych wyników tylko wybrane z nich zaprezentowano w tej części pracy. Obliczone sprawności dla wszystkich badań z tego cyklu przedstawiono w tabeli 17 znajdującej się w załączniku 1 do pracy. Na rysunkach od 64 do 66 zaprezentowany został wpływ prędkości obrotowej oraz wartości mimośrodowa wału napędowego dla tych samych wartości ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. Legenda do wszystkich charakterystyk sprawności znajduje się na rysunku 63, a dodatkowo na wykresach zamieszczono etykiety dla zakresów o największych obszarach.

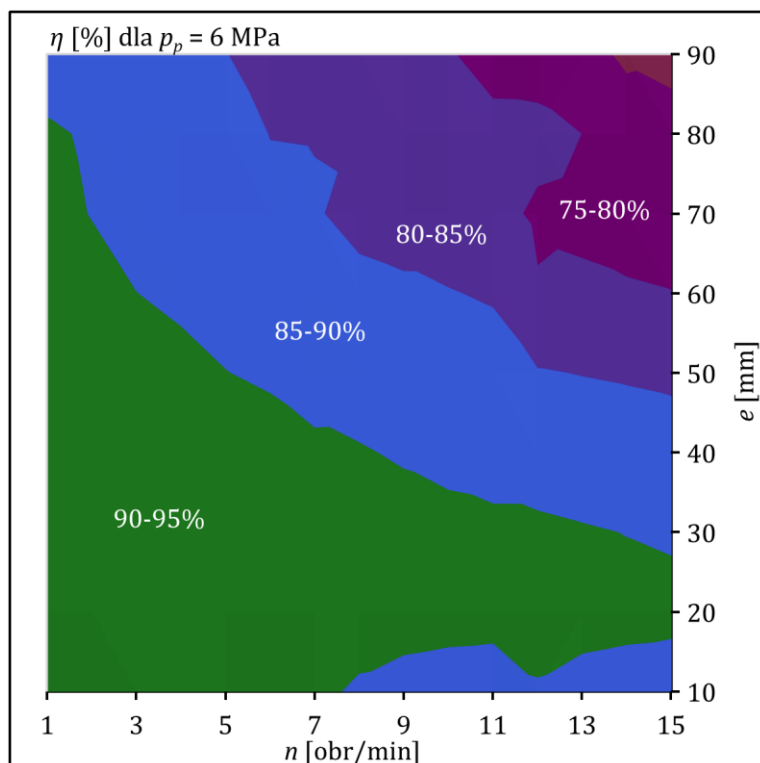


Rysunek 63. Legenda oznaczeń zakresów sprawności

Rysunek 64. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiego samego ciśnienia w przewodzie tłocznym, wynoszącego  $p_p = 2$  MPa



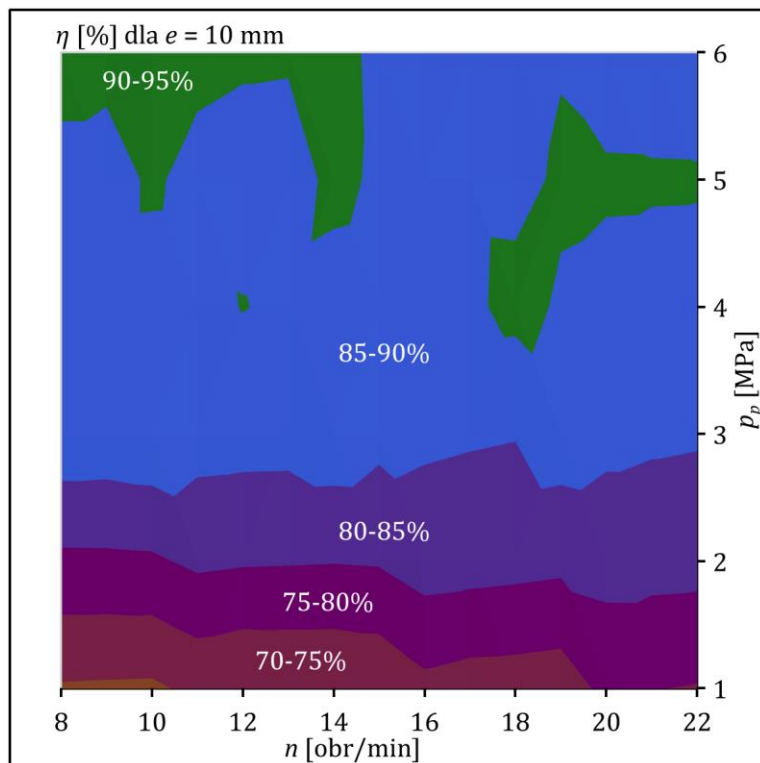
Rysunek 65. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiego samego ciśnienia w przewodzie tłocznym, wynoszącego  $p_p = 4$  MPa



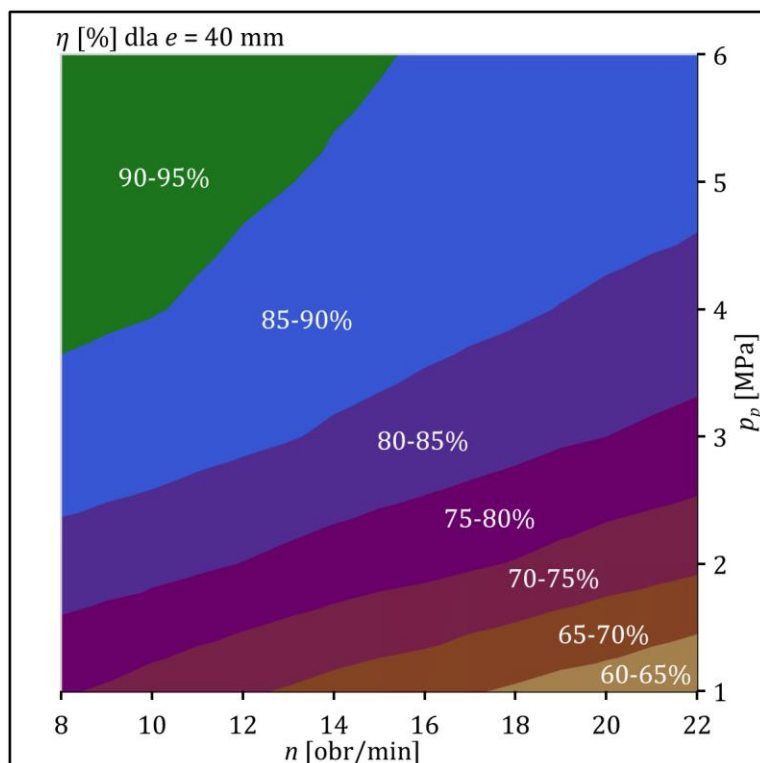
Rysunek 66. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiego samego ciśnienia w przewodzie tłocznym, wynoszącego  $p_p = 6$  MPa



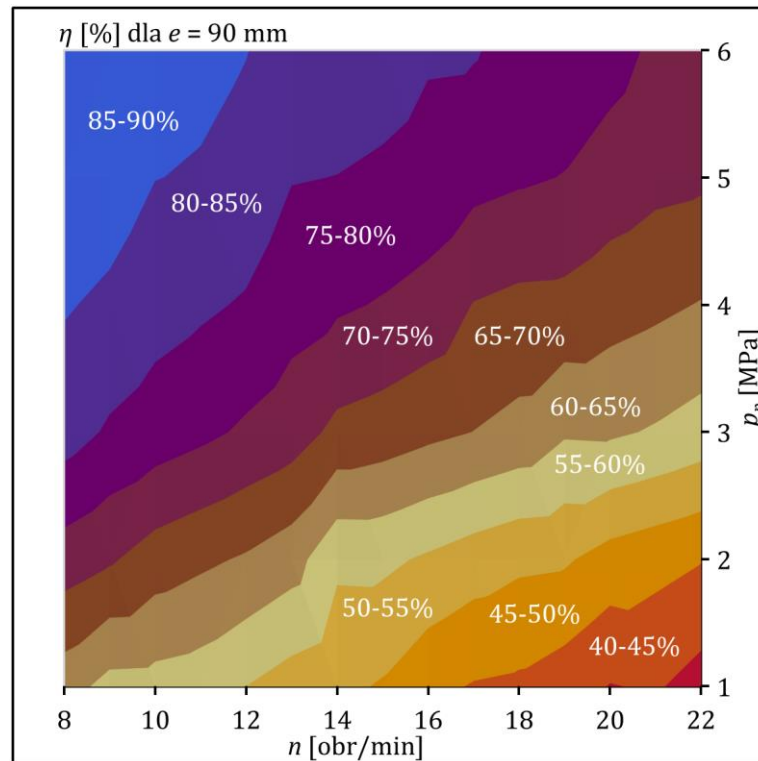
Przedstawione wyniki odzwierciedlają wpływ parametrów pracy na sprawność całkowitą pompy. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej sprawność ta spada. Podobna zależność widoczna jest podczas zwiększenia wydajności właściwej pompy. Jest to spowodowane wzrostem strat hydrauliczno-mechanicznych dla takich warunków pracy. Wzrost natężenia przepływu, towarzyszący większej wartości prędkości obrotowej powoduje zwiększenie strat związanych z przepływem cieczy przez układ hydrauliczny. Zmiana wydajności właściwej w przypadku pompy tłokowej, to zwiększenie skoku zespołów ssąco-tłoczących. Powoduje to wzrost strat związanych z występowaniem tarcia pomiędzy tłokiem i cylindrem oraz tłoczyskiem, a węzłem uszczelniającym. Zwiększenie tych strat przekłada się na obniżenie sprawności pompy. Ta zależność widoczna jest na zaprezentowanych wykresach. Występują również odstępstwa od trendów zaobserwowanych dla większości serii badań. Szczególnie dla wartości mimośrodów wału napędowego wynoszącego 10 mm, tę sytuację dobrze można prześledzić w załączniku 1. Jako przyczynę tego zjawiska wskazano wpływ temperatury cieczy hydraulicznej. Jej wartość nie była stała, podczas badań znajdowała się w zakresie od 40 do 60°C. Olej podczas badań nagrzewał się i w przypadku, gdy temperatura była bliska granicznej przerywano badania i czekali aż temperatura obniży się. Zjawisko to było spotęgowane metodą badań, w której olej przez pompę tłoczony był z powrotem do zbiornika, gdzie energia w nim zakumulowana zamieniana była na ciepło w trakcie procesu rozprężania cieczy. Te różnice temperatury miały wpływ na lepkość oleju, a to przełożyło się na straty hydrauliczne występujące podczas przepływu medium hydraulicznego. Wpływ tego zjawiska był szczególnie widoczny w przypadku mniejszych wartości wydajności właściwej. Zostało to potwierdzone w przeprowadzonych dodatkowych badaniach, podczas których zmieniano wartość temperatury oleju hydraulicznego. Porównując kolejne wykresy widoczny jest wpływ ciśnienia w przewodzie tłocznym na uzyskane wyniki. W celu lepszego zobrazowania tej zależności na rysunkach od 67 do 69 zaprezentowano kolejne zestawy charakterystyk sprawności pompy. Są to wykresy dla takich samych nastaw mimośrodów wału napędowego, lecz dla różnych wartości prędkości obrotowej oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. Sprawności w podobnej formie najczęściej można spotkać w literaturze lub w materiałach producentów [81]. Zaprezentowano wersję z prędkością obrotową znajdującą się na osi poziomej, która była parametrem badań. W literaturze częściej można znaleźć na tej osi natężenie przepływu.



Rysunek 67. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiej samej wartości mimośrodowości wału napędowego, wynoszącej  $e = 10$  mm

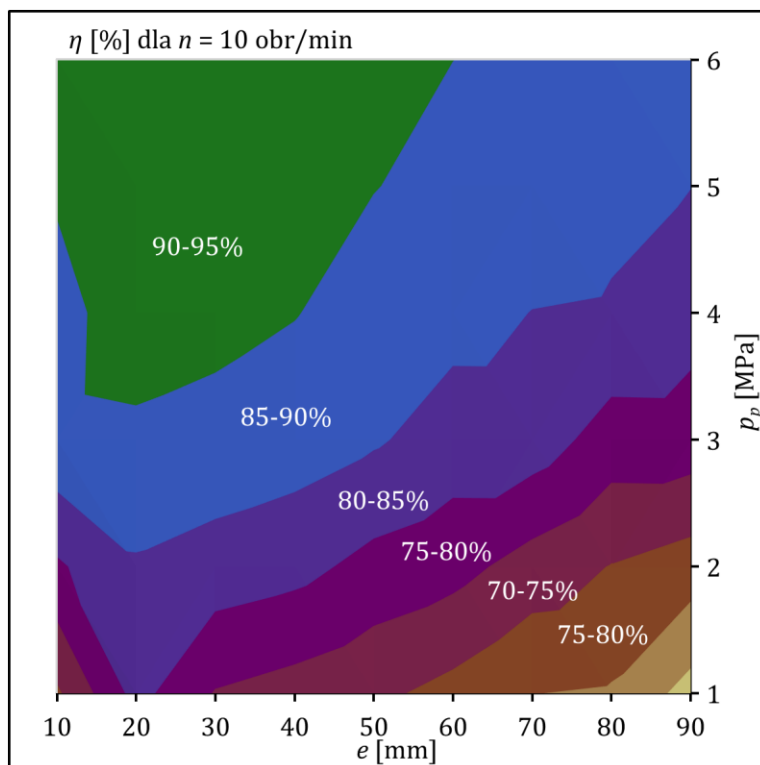


Rysunek 68. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiej samej wartości mimośrodowości wału napędowego, wynoszącej  $e = 40$  mm

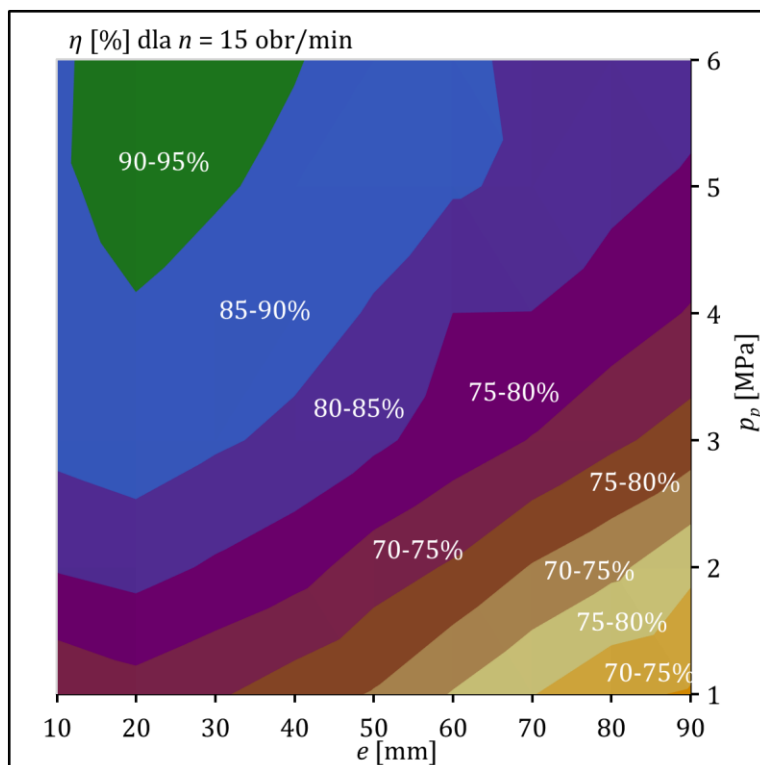


Rysunek 69. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiej samej wartości mimośrodowa wału napędowego, wynoszącej  $e = 90$  mm

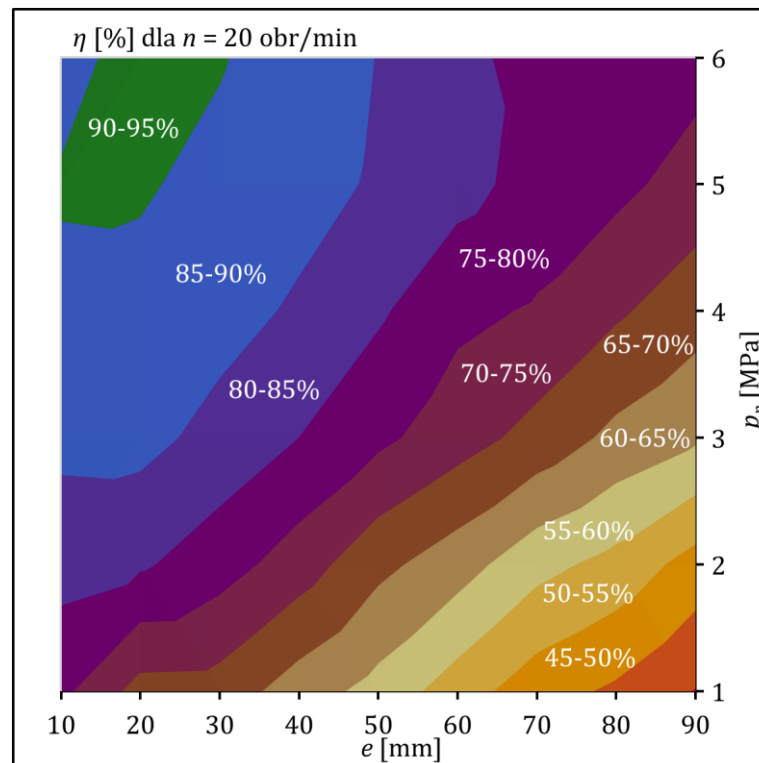
Na przedstawionych charakterystykach (rysunki 67-69) widoczny jest wpływ temperatury medium roboczego na otrzymane wyniki sprawności całkowitej pompy. Zwłaszcza na rysunku 67 oraz 69. Wzrost ciśnienia w obu tych przypadkach powoduje wzrost nieregularności otrzymanych charakterystyk. Większe ciśnienie powodowało szybsze nagrzewanie się oleju, co skutkowało większymi różnicami pomiędzy kolejnymi seriami oraz dłuższymi i częstszymi przerwami związanymi z chłodzeniem oleju. Na przedstawionych wykresach ewidentny jest wpływ ciśnienia na otrzymywane wyniki badań. Zgodnie z wiedzą dotyczącą sprawności pomp hydrostatycznych od ciśnienia po stronie tłocznej pompy zależą straty objętościowe. Wraz z jego wzrostem straty te są większe, co jest spowodowane większą różnicą ciśnień pomiędzy przestrzenią ssawną, a tłoczną pompy. Ma również w mniejszym stopniu wpływ na sprawność hydrauliczno-mechaniczną. Wpływ obu tych grup strat nie jest jednak większy od przyrostu energii cieczy tłocznej przez pompę. Z tego względu sprawność całkowita pompy rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia tłocznej cieczy. Na rysunkach od 70 do 72 przedstawiono kolejne charakterystyki dla takich samych wartości prędkości obrotowej pompy. Można na nich zaobserwować wcześniej już opisane zależności pomiędzy sprawnością, a parametrami pracy pompy.



Rysunek 70. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiej samej wartości prędkości obrotowej wału napędowego, wynoszącej  $n = 10$  obr/min



Rysunek 71. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiej samej wartości prędkości obrotowej wału napędowego, wynoszącej  $n = 15$  obr/min



Rysunek 72. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiej samej wartości prędkości obrotowej wału napędowego, wynoszącej  $n = 20$  obr/min

Tabela 12. Porównanie mocy pompy

Parametr	Najwyższa sprawność	Najniższa sprawność	Najwyższa moc	Najniższa moc	Najwyższa wydajność
$e$ [mm]	20	90	90	10	90
$n$ [obr/min]	8	22	22	8	22
$p_p$ [MPa]	6	1	6	1	2
$p_t$ [MPa]	0,48	0,42	0,42	0,48	0,42
$Q$ [dm <sup>3</sup> /min]	1,73	23,39	22,77	1,17	24,15
$M$ [N·m]	203,82	386,86	1314,48	23,01	701,62
$P_{h_{we}}$ [W]	13,90	162,20	159,20	9,41	168,42
$P_{m_{we}}$ [W]	170,70	890,63	2982,55	19,26	1616,13
$P_{h_{wy}}$ [W]	172,36	399,28	2274,38	19,93	806,88
$\eta_c$ [%]	93,38	37,92	72,39	69,49	45,21

Najwyższa sprawność całkowita uzyskana podczas tej części badań wynosiła 93,38% dla serii z parametrami:  $p_p = 6$  MPa,  $n = 8$  obr/min,  $e = 20$  mm. W celu porównania mocy dostarczonej oraz oddanej przez pompę w tabeli 12 zestawiono wartości kolejnych składowych, które posłużyły do wyznaczenia sprawności. Zastosowano w niej jednostki

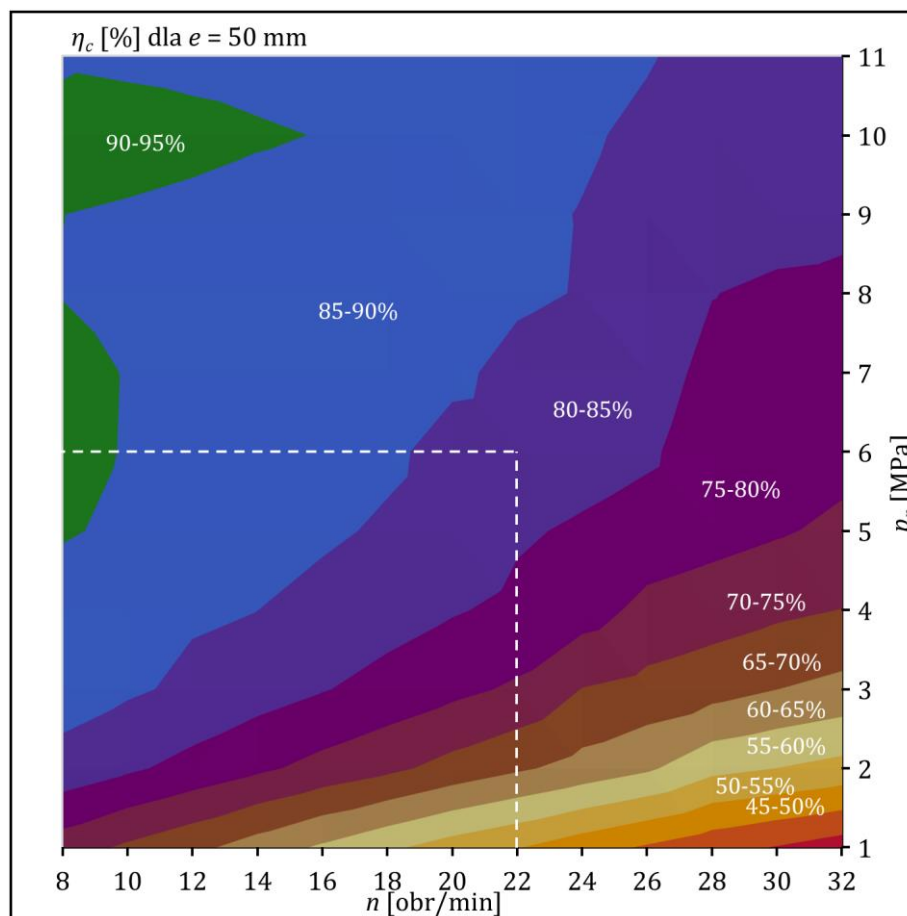
wcześniej stosowane w tej pracy, a nie jednostki układu SI, które służyły do obliczeń (równanie (46)). Obok serii z najwyższą sprawnością zestawione zostały serie z najniższą sprawnością oraz najwyższą i najniższą uzyskaną mocą na wyjściu z pompy, a także seria z najwyższą wydajnością pompy.

### **6.5.3. Badania pompy z zablokowanym mechanizmem zmiany mimośrod**

Na podstawie wyników badań przedstawionych w poprzednim rozdziale nie wyznaczono sprawności objętościowej oraz hydrauliczno-mechanicznej pompy. Powodem tego było występowanie zjawiska samoczynnej zmiany mimośrodu. W związku z tym zaplanowano dodatkową serię badań, która pozwoliła na wyznaczenie sprawności objętościowej oraz hydrauliczno-mechanicznej wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej dla części parametrów jej pracy. Podczas tej serii, w celu zagwarantowania niezmienności wydajności właściwej pompy, zablokowana została wartość mimośrodu wału napędowego pompy, a dokładniej tarcze hamulcowe mechanizmu zmiany mimośrodu. W trakcie zmiany wydajności właściwej, po zatrzymaniu jednej z tarcz, druga z nich obraca się ze względu na połączenie ich przez układ przekładni (budowa wewnętrzna mechanizmu, rysunek 35). W związku z tym zablokowanie tarczy, względem jarzma mechanizmu, uniemożliwia jego działanie. Obie tarcze hamulcowe mechanizmu zostały ze sobą połączone. Blokada mechanizmu została wykonana dla wartości mimośrodu wynoszącego 50 mm. Teoretyczna wydajność właściwa pompy dla tego ustawienia wynosi  $0,6052 \text{ dm}^3$ . Podczas tych badań zmodyfikowano parametry, z jakimi je przeprowadzono względem poprzedniej serii. Występujące wcześniej ograniczenia wynikały z serii z największą wartością mimośrodu wału napędowego wynoszącą 90 mm. W związku z tym, podczas tego cyklu badań górne granice parametrów ciśnienia w przewodzie tłocznym oraz prędkości obrotowej zostały zwiększone. Pozwoliło to na szerszą analizę ich wpływu na charakterystyki sprawności. Cały zestaw parametrów przedstawiono w tabeli 13. Podczas tych badań akumulator hydrauliczny (rysunek 41) nie był włączony do układu. W tabeli 18 znajdującej się w załączniku 1 znajdują się obliczone sprawności: całkowita, objętościowa oraz hydrauliczno-mechaniczna dla wszystkich badań przeprowadzonych w ramach tego cyklu.

Tabela 13. Parametry badań eksperymentalnych dla badań z zablokowanym mechanizmem zmiany mimośrodowo pompy

Parametr	Symbol [jednostka]	Zakres	Krok zmiany
Ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy	$p_p$ [MPa]	1÷11	1
Prędkość obrotowa wału napędowego	$n$ [obr/min]	8÷32	2
Mimośród wału napędowego	$e$ [mm]	50	-

Rysunek 73. Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla stałej wartości mimośrodowo wału napędowego, wynoszącej  $e = 50$  mm przy zablokowanym mechanizmie zmiany mimośrodowo, linią przerywaną zaznaczony został obszar zakresu badań z badań głównych

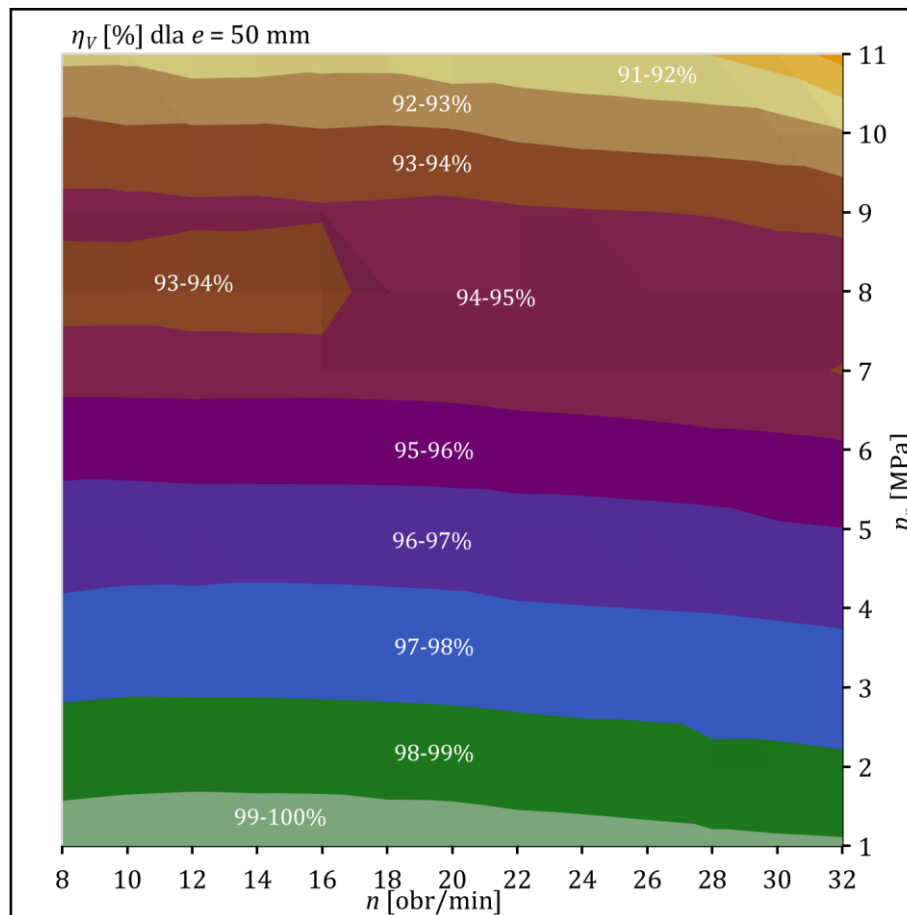
Na rysunku 73 przedstawiono sprawność całkowitą pompy w funkcji prędkości obrotowej wału napędowego oraz ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. Odpowiada ona tym przedstawionym na rysunkach od 67 do 69. Nie ma wśród nich wykresu dla tej samej wartości mimośrodowo wału napędowego. W tym przypadku obowiązuje także skala zakresów przedstawiona na rysunku 63. Na wykresie oznaczono także obszar

odpowiadający zakresowi parametrów stosowanemu w poprzedniej serii badań za pomocą linii przerywanej. Z przedstawionego wykresu wynika, że trendy, które widoczne były na wcześniej zaprezentowanych wynikach występują również dla tej serii badań. Temperatura cieczy hydraulicznej, podobnie jak podatność ramy, miały większy wpływ na wyniki tych badań ze względu na rozszerzony zakres parametrów. Z tego wynika występująca nieregularność, widoczna na otrzymanej charakterystyce, zwłaszcza dla skrajnych zestawów parametrów. Sprawność objętościowa dla tego zestawu wyników badań została wyznaczona za pomocą równania (5). Do obliczeń, jako wydajność teoretyczną pompy, przyjęto wartość obliczoną za pomocą modelu kinematycznego, na podstawie jej parametrów geometrycznych. Zamiast wydajności teoretycznej i rzeczywistej pompy  $Q$  [dm<sup>3</sup>/min] do obliczeń została zastosowana wydajność właściwa teoretyczna i rzeczywista pompy  $q$  [dm<sup>3</sup>]. Zmianę tę wprowadzono ze względu na obliczanie wydajności teoretycznej na podstawie wydajności właściwej teoretycznej oraz prędkości obrotowej otrzymanej w wyniku badań. Równanie służące do obliczeń przedstawiono poniżej.

$$\eta_V = \frac{Q_{rz}}{Q_t} = \frac{q_{rz} \cdot n}{q_t \cdot n} = \frac{q_{rz}}{q_t} \quad (47)$$

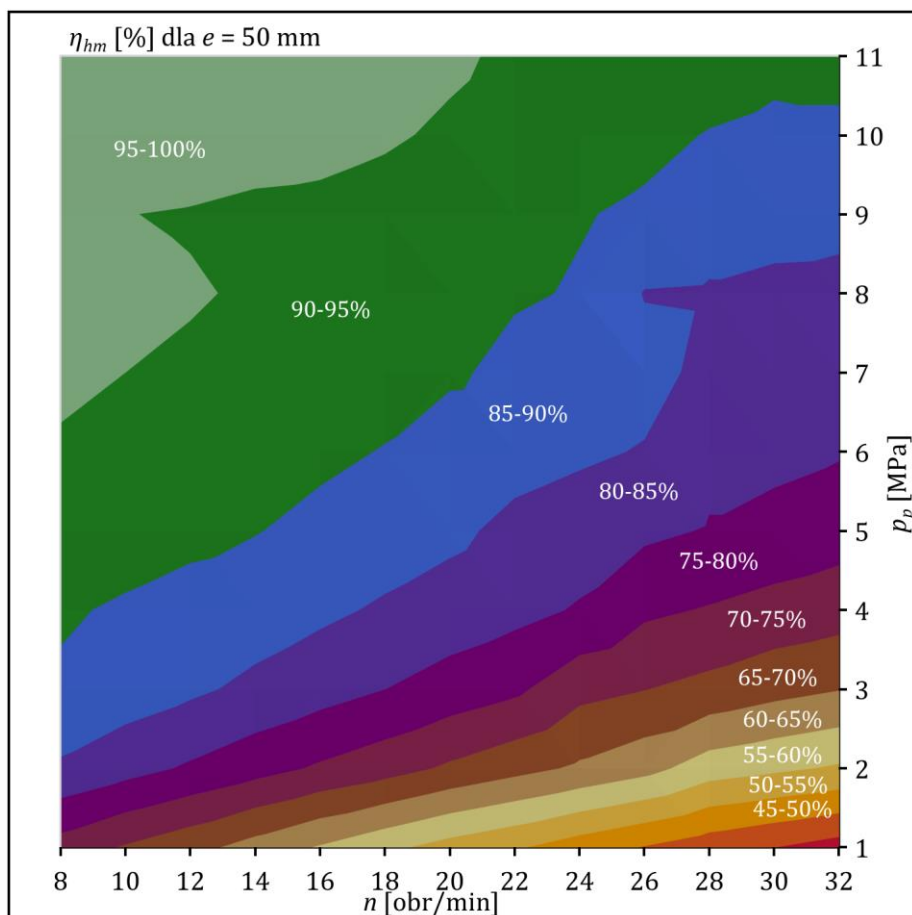
Na rysunku 74 przedstawiono wyznaczoną sprawność objętościową. Skala tego wykresu różni się od pozostałych charakterystyk sprawności. W tym przypadku zastosowano zakresy o obszarze 1%. Kolejność skali kolorów została zastosowana jednak taka sama, nie zamieszczono dodatkowej legendy do tego wykresu, lecz dodane zostały etykiety umożliwiające odczytanie wartości dla kolejnych zakresów. Pierwszym elementem wykresu, który zwraca uwagę, jest pojawiająca się nieregularność przebiegu w obszarze ciśnienia od 7 do 9 MPa oraz prędkości obrotowej od 8 do 22 obr/min. W tym obszarze występuje nieregularność przebiegu w porównaniu do trendów obserwowanych dla pozostałej części tej charakterystyki. Taka sytuacja nie występuje dla reszty badań z tego cyklu i dotyczy tylko wyników dla ciśnienia po stronie tłocznej wynoszącego 8 MPa, co można prześledzić w tabeli 18 (załącznik 1). Nie udało się znaleźć jednoznacznej przyczyny tych anomalii. Uzyskana maksymalna różnica sprawności objętościowej dla tej serii wynosi 1,81%, widoczna nieregularność jest również uwypuklona przez przyjętą skalę. Ze względu na zablokowany mechanizm zmiany mimośrod, powodem nie była samoczynna zmiana mimośrod. Podczas badań nie zaobserwowano żadnego dodatkowego zjawiska, które mogłoby wpłynąć na wyniki.





Rysunek 74. Charakterystyka sprawności objętościowej pompy dla stałej wartości mimośrodu wału napędowego, wynoszącej  $e = 50$  mm przy zablokowanym mechanizmie wału napędowego

Otrzymana charakterystyka sprawności objętościowej odpowiada wiedzy dotyczącej pomp wyporowych [62–64,82]. Widoczna jest duża zależność tego rodzaju sprawności od ciśnienia – wraz z jego wzrostem spada sprawność objętościowa pompy. Jest to związane ze wzrostem przecieków. Przecieki wewnętrzne występują głównie w rozrządach zaworowych zespołów. Widoczne są również spadki sprawności występujące wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Zinterpretowano to jako wpływ zjawisk dynamicznych, nasilających się przy wyższych prędkościach obrotowych. Powierzchnia szczelin, przez które występują przecieki, jest zaburzana przez wzajemny ruch elementów. W tym przypadku dodatkowy wpływ na nie ma wysokie ciśnienie w komorze wyporowej powodujące występowanie odkształceń sprężystych. Wpływ na spadek sprawności objętościowej wraz ze wzrostem ciśnienia w przewodzie tłocznym miała również podatność ramy stanowiska badawczego. Wyznaczoną na podstawie równania (7) sprawność hydrauliczno-mechaniczną przedstawiono na rysunku 75. W przypadku tego wykresu obowiązuje legenda z rysunku 63.



Rysunek 75. Charakterystyka sprawności hydrauliczno-mechanicznej pompy dla takiej samej wartości mimośrodowość wału napędowego, wynoszącej  $e = 50$  mm przy zablokowanym mechanizmie wału napędowego

Uzyskana sprawność hydrauliczno-mechaniczna również odpowiada charakterystyce pomp wyporowych [62–64,82]. Najistotniejszymi stratami są te związane z tarciami oraz straty związane ze spadkiem ciśnienia podczas przepływu medium hydraulicznego przez układ. Widać to na przedstawionym wykresie. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wzrastają straty hydrauliczne oraz straty związane z tarciami lepkości. Wzrost ciśnienia, czyli obciążenia pompy, skutkuje wzrostem tej sprawności. Powodem tego jest wpływ tego parametru głównie na tarcie mechaniczne. Reszta składników w niewielkim stopniu zależy od ciśnienia. Z tego względu występuje wzrost sprawności hydrauliczno-mechanicznej pompy wraz ze wzrostem ciśnienia po stronie tłocznej. Poniżej wymienione zostały najwyższe wartości kolejnych sprawności pompy otrzymane dla tej serii badań.

- Sprawność całkowita oraz sprawność hydrauliczno-mechaniczna:  $\eta_c = 91,35\%$ ,  $\eta_{hm} = 98,09\%$  dla  $n = 10$  obr/min,  $p_p = 10$  MPa (również dla tych warunków:  $\eta_v = 93,13\%$ ).

- Sprawność objętościowa  $\eta_v = 99,51\%$  dla  $n = 12$  obr/min oraz  $n = 16$  obr/min,  $p_p = 1$  MPa (również dla  $n = 12$  obr/min:  $\eta_c = 66,32\%$ ,  $\eta_{hm} = 66,65\%$  oraz dla  $n = 16$  obr/min:  $\eta_c = 59,24\%$ ,  $\eta_{hm} = 59,54\%$ ).

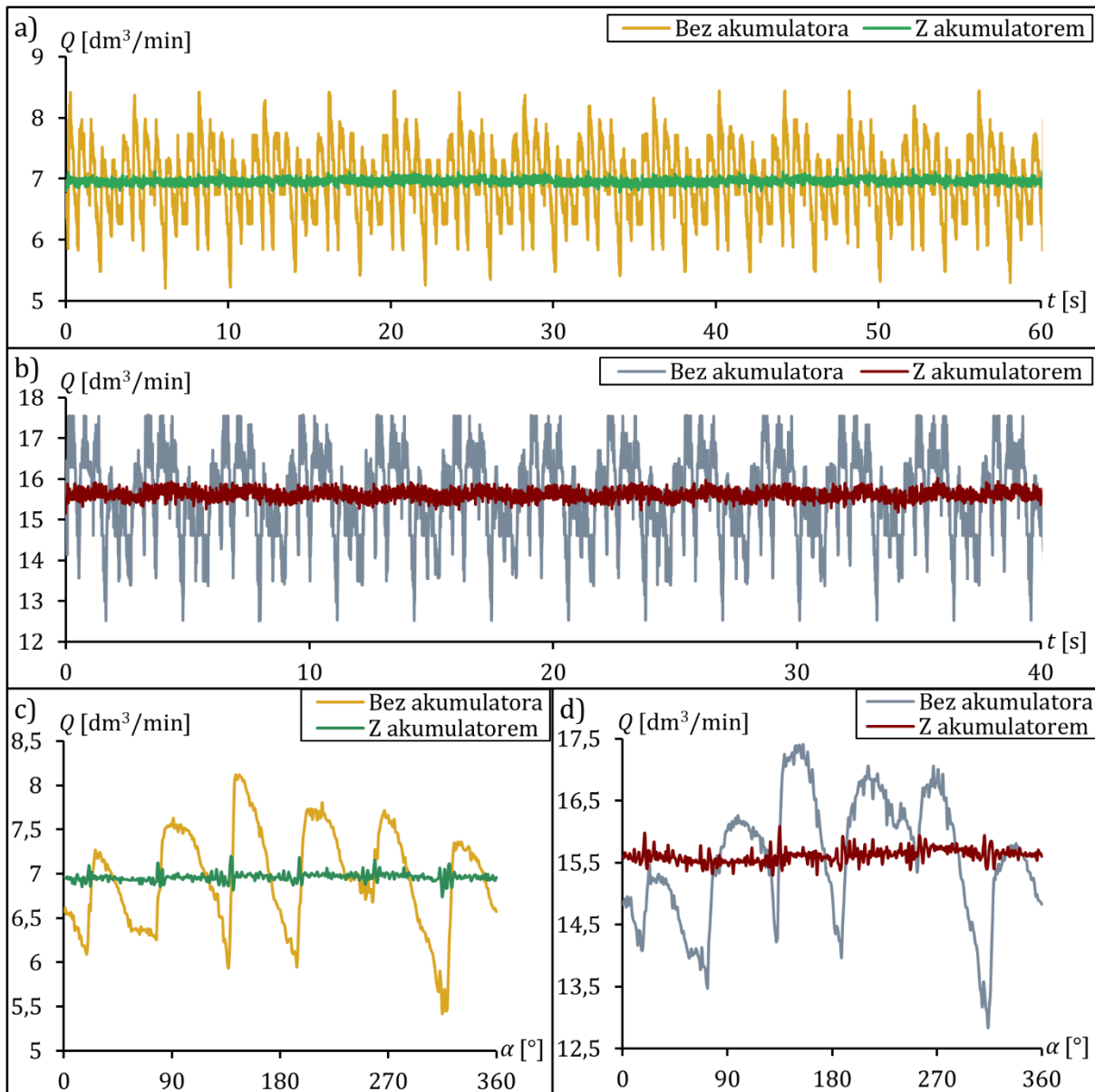
#### 6.5.4. Badania pompy z akumulatorem hydraulicznym w układzie

Wysoka nierównomierność wydajności pompy jest zjawiskiem niepożądanym w układzie hydraulicznym. W części pracy dotyczącej badań symulacyjnych zostały opisane możliwości jej zmniejszenia poprzez dopasowanie parametrów konstrukcyjnych pompy. W celu wytłumienia nierównomierności zastosowany został akumulator hydrauliczny, który w przypadku tych badań był włączony do układu hydraulicznego stanowiska badawczego (rysunek 41) i znajdował się w przewodzie tłocznym pompy przed przepływomierzem. Zastosowany w tym przypadku został akumulator hydrauliczny membranowy o pojemności 5 dm<sup>3</sup> [83]. Parametry z jakimi przeprowadzono te badania przedstawiono w tabeli 14.

Tabela 14. Parametry badań eksperymentalnych dla badań z akumulatorem hydraulicznym włączonym do układu

Parametr	Symbol [jednostka]	Zakres	Krok zmiany
Ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy	$p_p$ [MPa]	6	-
Prędkość obrotowa wału napędowego	$n$ [obr/min]	8÷22	1
Mimośród wału napędowego	$e$ [mm]	10÷90	10

Parametry zestawione w tabeli 14 w części odpowiadają głównej serii badań, której wyniki przedstawiono w rozdziale 6.5.2. Badania te były prowadzone wspólnie, dlatego znajdują tutaj zastosowanie wszystkie opisane już zjawiska, które dla niej występowały. Jediną różnicą w parametrach była wartość ciśnienia w przewodzie tłocznym. Zostały one przeprowadzone tylko dla 6 MPa ze względu na dobrane ciśnienie gazu sprężonego w membranie akumulatora, które wynosiło 4,8 MPa. Na rysunku 76a i b przedstawiono wyniki badań. Jest to porównanie przebiegów w czasie otrzymanych podczas pracy bez i z akumulatorem. Na rysunku 76c i d zaprezentowano charakterystyki  $Q(\alpha)$  dla tych samych serii w celu lepszego zilustrowania przebiegów wydajności.



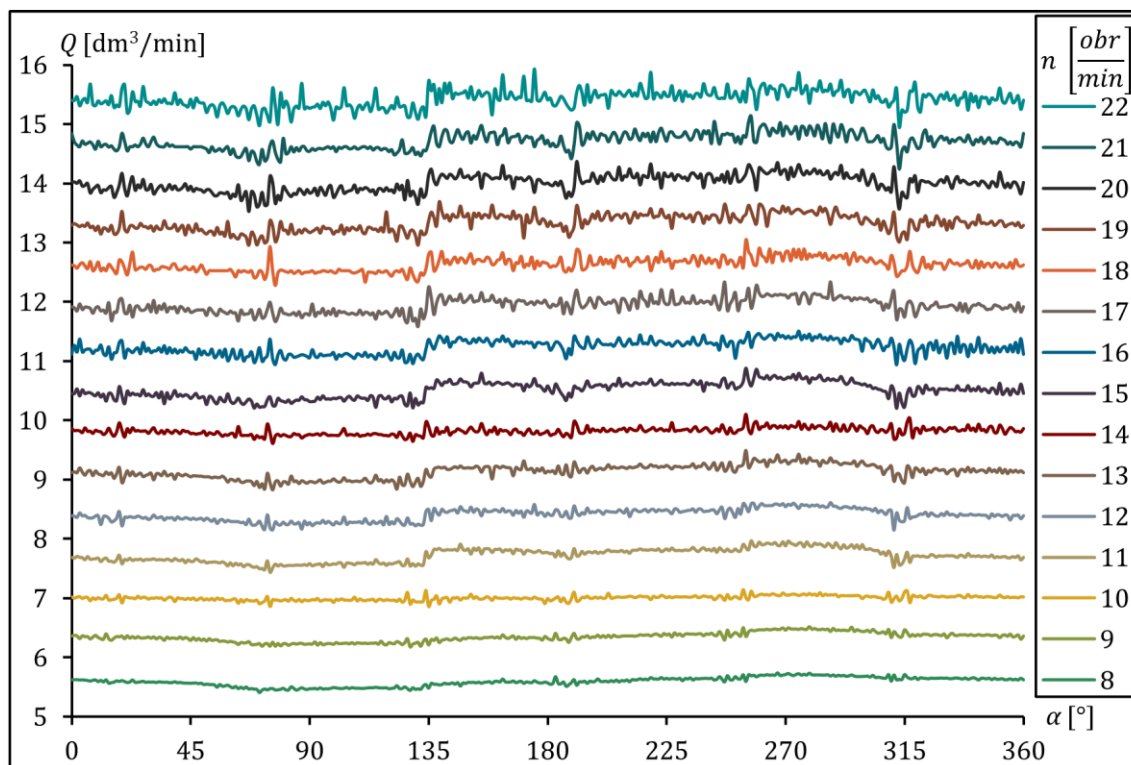
Rysunek 76. Porównanie charakterystyk otrzymanych z badań eksperymentalnych bez oraz z akumulatorem hydraulicznym w układzie: a)  $Q(t)$  dla  $n = 15$  obr/min,  $p_p = 6$  MPa,  $e = 40$  mm, b)  $Q(t)$  dla  $n = 19$  obr/min,  $p_p = 6$  MPa,  $e = 70$  mm, c)  $Q(\alpha)$  dla  $n = 15$  obr/min,  $p_p = 6$  MPa,  $e = 40$  mm, d)  $Q(\alpha)$  dla  $n = 19$  obr/min,  $p_p = 6$  MPa,  $e = 70$  mm

Przedstawione wyniki prezentują możliwość kompensacji nierównomierności wydajności pompy za pomocą akumulatora hydraulicznego. Na wykresach z rysunków 76 a i b widoczna jest stabilność wydajności podczas dłuższego okresu pracy pompy. Na rysunkach 76 c i d przedstawiono przebiegi dla pełnego obrotu wału napędowego. Widać na nich więcej szczegółów, szczególnie na wykresie z rysunku 76c widoczne jest 6 wyróżniających się zmian występujących na charakterystyce wydajności dla badań z akumulatorem. Zgodnie ze wcześniejszymi ustaleniami są to wahania wydajności spowodowane zmianą ciśnienia towarzyszącą otwieraniu się kolejnych zaworów

zwrotnych w rozrządzie pompy. Na wykresie z rysunku 76b jest to również widoczne, lecz w mniejszym stopniu, ze względu na mniejszą liniowość tej charakterystyki. Taki przebieg spowodowany jest histerezą zaworu przelewowego, co uwidacznia się przy większych wartościach wydajności pompy. Na rysunku 77 przedstawiono zbiór charakterystyk wydajności pompy  $Q(\alpha)$  w celu zaprezentowania możliwości tłumienia nierównomierności wydajności całej serii badań.

Tabela 15. Porównanie wartości współczynnika nierównomierności wydajności otrzymane z badań bez i z akumulatorem w układzie hydraulicznym,  $p_p = 6 \text{ MPa}$ ,  $e = 60 \text{ mm}$

<b><i>n</i></b> <b>[obr/min]</b>	<b><math>\delta</math> [%]</b>	
	<b>Bez akumulatora</b>	<b>Akumulator</b>
8	35,91	5,95
9	35,92	5,45
10	35,17	4,00
11	35,34	6,87
12	35,97	5,53
13	35,84	7,24
14	35,32	5,11
15	34,53	6,43
16	34,64	4,99
17	34,51	6,35
18	32,98	6,11
19	32,75	5,50
20	32,93	5,95
21	31,67	6,02
22	31,45	6,38



Rysunek 77. Zestawy charakterystyk  $Q(\alpha)$  dla różnych wartości prędkości obrotowej wału napędowego otrzymanych z badań z akumulatorem hydraulicznym w układzie:  $p_p = 6 \text{ MPa}$ ,  $e = 60 \text{ mm}$

W tabeli 15 porównano wartości współczynnika nierównomierności wydajności z i bez akumulatora w układzie. Wyniki te potwierdzają możliwość kompensacji nierównomierności wydajności pompy dzięki zastosowaniu akumulatora w układzie hydraulicznym.

#### 6.5.5. Walidacja modelu teoretycznego pompy

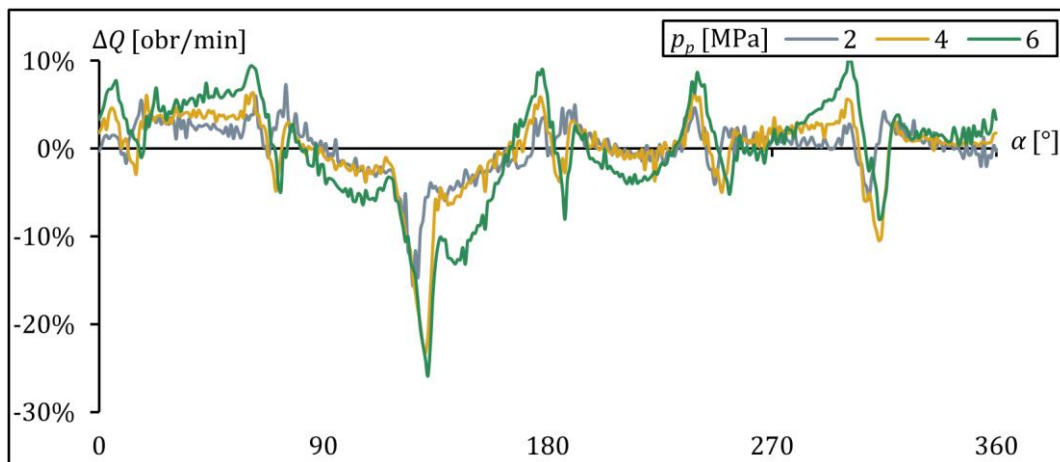
W tej części pracy przedstawiono analizę poprawności przedstawionego modelu teoretycznego pompy. Dokładniej modelu, który służył do wyznaczania charakterystyk  $Q(\alpha)$  ze względu na większą dokładność otrzymanych z badań tych charakterystyk. Ta analiza została już częściowo przedstawiona w części pracy dotyczącej badań wstępnych oraz badań ze stałą wartością mimośrodu wału napędowego. Zadaniem tamtych opisów była weryfikacja zjawisk zachodzących podczas pracy pompy. Zawarta w tym rozdziale analiza ma na celu zidentyfikowanie pozostałych wad modelu oraz obszarów, w których powinien on zostać uzupełniony.

Najwyższą zgodność modelu otrzymano dla większych wartości wydajności właściwej (Tabela 9). Zjawiska występujące w rozrządzie zaworowym dla tych wartości mniej wpływają na otrzymaną charakterystykę. W celu porównania odchyłek wyników

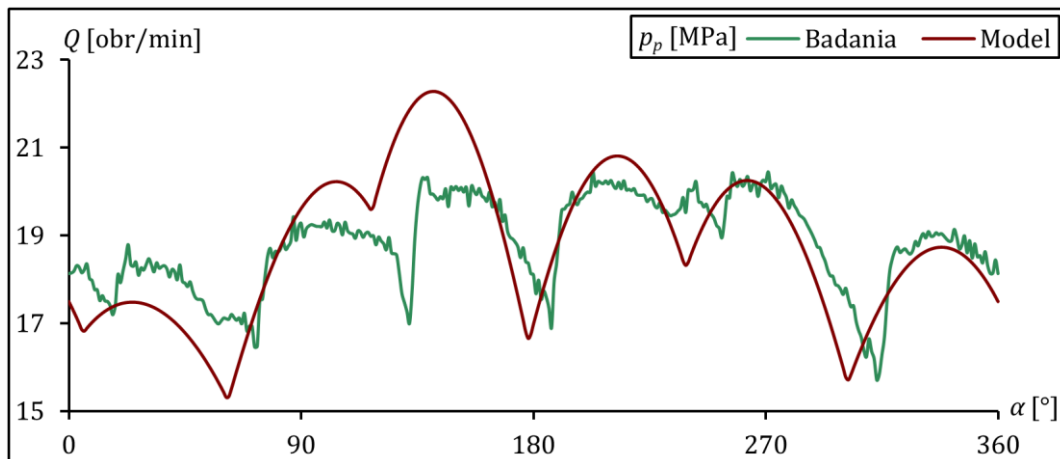
badań od modelu w tabeli 16 zebrane zostały średnie wartości odchyłki względnej, dla różnych nastaw ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. Na rysunku 78 przedstawiono przebiegi odchyłki względnej dla części z serii zebranych w tabeli. Są to wyniki badań dla wartości mimośrodu 80 mm, prędkości 20 obr/min oraz różnych wartości ciśnienia.

Tabela 16. Wartości średniej odchyłki względnej dla różnych wartości ciśnienia w przewodzie tłocznym

$p$ [MPa]	1	2	3	4	5	6
$\Delta Q$ [%]	1,44	2,14	2,56	2,89	3,18	4,47



Rysunek 78. Odchyłka wydajności modelu pompy względem wyników otrzymanych z badań eksperymentalnych

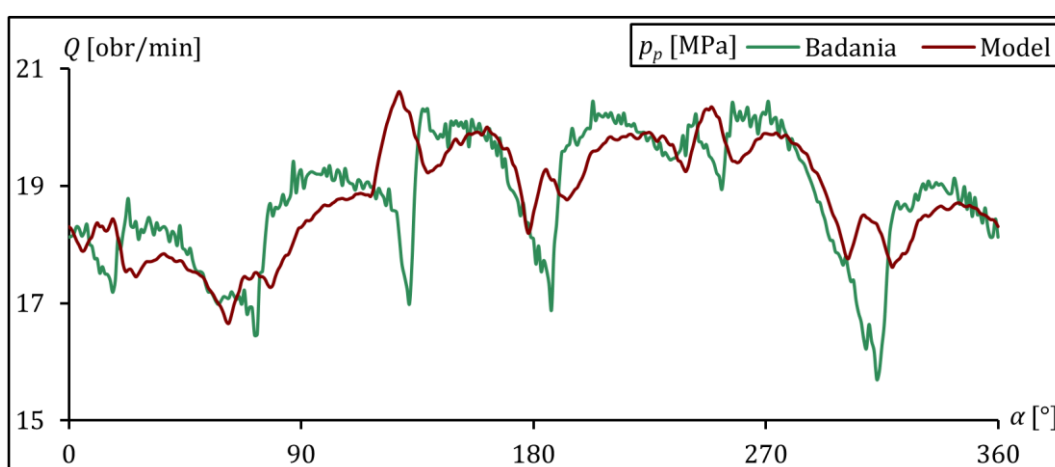


Rysunek 79. Porównanie charakterystyki  $Q(\alpha)$  otrzymanej z badań eksperymentalnych z obliczoną za pomocą modelu teoretycznego pompy,  $n = 20$  obr/min,  $e = 80$  mm,  $p_p = 6$  MPa

Porównanie charakterystyki wydajności obliczonej za pomocą modelu teoretycznego (z wyników zebranych w tabeli 16) z największą odchyłką przedstawiono na rysunku 79. W obliczeniach za pomocą modelu dostosowana została wydajność właściwa tak, aby odpowiadała ona tej, uzyskanej podczas badań. Głównym czynnikiem

wpływającym na różnice pomiędzy wynikami badań, a wynikami obliczonymi za pomocą modelu jest ciśnienie w przewodzie tłocznym pompy.

Na wykresie z rysunku 78 widoczny jest wzrost odchyłki wraz ze wzrostem ciśnienia. Jest to związane ze zmianą prędkości obrotowej napędu towarzyszącą zmianie obciążenia. W celu potwierdzenia tego zjawiska jako głównego powodu występujących różnic zmodyfikowano model i zamiast stałej wartości prędkości obrotowej uwzględniono przebieg otrzymany podczas badań eksperymentalnych. Wyniki tego zostały przedstawione na rysunku 80 i otrzymane zostały dla parametrów przedstawionych na rysunku 79.



Rysunek 80. Porównanie charakterystyki  $Q(\alpha)$  otrzymanej z badań eksperymentalnych z obliczoną za pomocą modelu teoretycznego pompy z prędkością otrzymaną podczas badań,  $n = 20$  obr/min,  $e = 80$  mm,  $p_p = 6$  MPa

Zastosowanie prędkości uzyskanej podczas badań poprawiło zgodność wyników, lecz dalej widoczne są znaczne różnice pomiędzy oboma przebiegami. Ta zmiana w obliczeniach modelu pozwoliła na zmniejszenie średniej względnej odchyłki z wartości 4,47% do 3,00%. Główne różnice pomiędzy oboma przebiegami spowodowane są najprawdopodobniej podatnością w obszarze ramy łożyskowania wału napędowego pompy. Szczególnie przy wysokim ciśnieniu istniejące luzy, objawiające się przemieszczaniem elementów ramy względem siebie, powodowały wysokie zaburzenia pracy pompy. Był to największy, obok prędkości obrotowej czynnik wpływający na otrzymane wyniki badań. Pozostałe zjawiska wpływające na niedokładność modelu w obecnym jego stanie jest niemożliwa do bezpośredniej weryfikacji. Poniżej wymienione zostały wszystkie czynniki wpływające na zgodność wyników obliczonych za pomocą modelu z tymi uzyskanymi z badań eksperymentalnych.



- Podatność ramy pompy – należałoby wzmocnić konstrukcję stanowiska tak, aby zachowywała sztywność podczas wysokiego obciążenia napędu.
- Niestalość prędkości obrotowej silnika wraz ze zmianą obciążenia – w tym przypadku należałoby zastosować sterowanie silnikiem stanowiska badawczego w sposób, który umożliwi otrzymanie stałej prędkości obrotowej podczas badań. Innym rozwiązaniem byłoby zamodelowanie tego zjawiska i implementacja w modelu teoretycznym pompy.
- Wpływ rozrządu zaworowego na wyniki – aby rozwiązać ten problem należałoby dopracować model teoretyczny pompy, musiałby zostać rozbudowany o bardziej szczegółową analizę zjawisk hydraulicznych występujących podczas pracy pompy. Również powinien zawierać opisy elementów części hydraulicznej stanowiska badawczego, takie jak zawór przelewowy, którego histereza miała wpływ na otrzymane wyniki badań.
- Opracowanie modelu strat występujących podczas pracy pompy – pozwoliłoby to na bardziej szczegółową analizę jej sprawności całkowitej, objętościowej oraz hydrauliczno-mechanicznej.

Model pompy używany do badań uwzględniał również opis akumulacji cieczy przez elastyczne przewody stanowiska badawczego. Zakładano, że wpływ ten będzie znacznie większy niż otrzymane wyniki. Mimo niewielkiego wpływu tego zjawiska na wyniki, nie stwierdzono w nim błędów.

Podsumowując, przedstawiony model opisanej pompy wymaga rozbudowy o bardziej zaawansowany opis układu hydraulicznego. Powinien się w nim również znaleźć model charakterystyki napędu. Byłby on przydatny zwłaszcza do wykonania badań symulacyjnych w kontekście proponowanego zastosowania pompy, czyli z charakterystyką koła wodnego. Wyniki otrzymane z modelu, pomimo jego niedoskonałości, dają rezultaty bardzo bliskie eksperymentalnym. Szczególnie w przypadku niższej wartości ciśnienia, ze względu na bardziej stabilną wartość prędkości obrotowej. Jest to skutkiem wysokiej wydajności właściwej pompy, przez co model kinematyczny ma dużą dokładność. Z tego względu mniejszy jest również wpływ zjawisk hydraulicznych na wydajność pompy. Poprawności otrzymanych wyników sprzyja także niska prędkość obrotowa skutkująca mniejszym wpływem zjawisk dynamicznych na pracę pompy.

### 6.5.6. Podsumowanie

Opisane w tym rozdziale badania umożliwiły weryfikację działania pompy dla różnych wartości mimośrodów wału napędowego. W tej serii badań wartości te były utrzymywane na stałym poziomie tak, aby zweryfikować czy pompa działa poprawnie po ustawieniu żądanej wartości za pomocą mechanizmu zmiany mimośrodu. Otrzymane wyniki pozwalają stwierdzić poprawność działania wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej. Nie zaobserwowano samoczynnej zmiany mimośrodu podczas stabilnej pracy pompy. Na wyniki badań miał wpływ szereg zjawisk: temperatura oleju hydraulicznego, niestałość prędkości obrotowej podczas zmiany obciążenia oraz podatność ramy pompy. Nie przeszkodziło to jednak w przeprowadzeniu zaplanowanych serii badań. Badania z akumulatorem hydraulicznym w układzie potwierdziły możliwość znacznej redukcji nierównomierności wydajności pompy. Istotnym czynnikiem, który wpłynął na wszystkie przeprowadzone badania, było stanowisko badawcze. Zwłaszcza jego napęd, który spowodował ograniczenie maksymalnego ciśnienia dla głównej serii badań do 6 MPa, co jest niską wartością dla układów hydrostatycznych. Napęd ograniczył także minimalną, możliwą do uzyskania prędkość obrotową. Na dokładność wyników miała wpływ rozdzielczość aparatury pomiarowej, szczególnie dla przebiegów wydajności w funkcji czasu. Maksymalne natężenie przepływu rejestrowane przez przepływomierz wymusiło ograniczenie maksymalnej prędkości obrotowej wału pompy.

Ważnym rezultatem przeprowadzonych badań były otrzymane charakterystyki sprawności pompy (rysunki 64-72; 73-75 oraz tabele 17 i 18). Odpowiadają one wiedzy teoretycznej dotyczącej pomp wyporowych [62–64,81,82]. Również wpływ parametrów na te charakterystyki odpowiada innym, które można znaleźć dla promieniowych pomp hydrostatycznych [81]. Niewiele jest podobnych urządzeń ze względu na niską prędkość obrotową napędu przedstawionej pompy. Można jednak porównać otrzymane wyniki z podobnymi maszynami o zbliżonej wydajności. Należy mieć jednak na uwadze, że takie pompy przystosowane są do innego rodzaju pracy oraz wyniki te osiągają dla innego zestawu parametrów. Inna jest także ich budowa i zastosowane komponenty. Do porównania sprawności całkowitej pompy przyjęto zakres dla najwyższej wartości ciśnienia w przewodzie tłocznym, która znajduje się w zakresie od 72,39 do 93,38%. W przypadku pompy promieniowej tłokowej o stałej wydajności właściwej HAWE Hydraulik type R o wydajności 30,4 dm<sup>3</sup>/min producent podaje sprawność na poziomie

80-85% [72]. Pompa będąca tematem tej rozprawy posiada nietypowe zastosowanie, w związku z tym ma konkurować z innymi rozwiązaniami, które służą do przeniesienia napędu w małych elektrowniach wodnych. W takim układzie byłaby ona głównym elementem przekładni hydrostatycznej wraz z silnikiem o stałej chłonności. Aby porównać wyniki wyznaczona została teoretyczna sprawność takiej przekładni. Założono sprawność silnika na poziomie 85-95%. Dla uproszczenia do tej analizy przyjęto, że sprawność całkowita przekładni hydrostatycznej jest iloczynem sprawności całkowitych obu elementów, co daje zakres od 61,53 do 88,71%. Sprawność przekładni zaprojektowanych dla systemów produkcji energii opartych na źródłach odnawialnych waha się od 65% dla planetary chain increaser [84] do około 75% dla przekładni hydrostatycznej z dwiema pompami [85]. Sprawność przekładni hybrydowej składającej się z przekładni planetarnej i przekładni hydrostatycznej może sięgać 95% przy optymalnych parametrach pracy [86]. Natomiast wyniki badań symulacyjnych sprawności przekładni hydrostatycznych dla podobnych zastosowań kształtują się na poziomie 84% dla przekładni z pompą o stałej wydajności i kilkoma silnikami działającymi jako silnik o zmiennej wydajności [87], 82,2% dla przekładni z pompą o zmiennej wydajności i silnikiem o zmiennej wydajności [88] oraz 88% w przypadku pompy o stałej wydajności i silnika o zmiennej wydajności [89]. Porównując przyjęte wyniki z innymi rozwiązaniami widoczne jest że pompa nie odbiega od innych układów, a w niektórych przypadkach szacowana sprawność jest nawet wyższa.

## 7. Podsumowanie, wnioski i kierunki dalszych badań

### 7.1. Podsumowanie

Postępujący nacisk na pozyskiwanie energii z odnawialnych źródeł wiąże się z wdrażaniem rozwiązań, które w minimalnym stopniu wpływają na środowisko naturalne. W związku z tym konieczna jest praca nad innowacyjnymi urządzeniami o małej mocy, które pozwalają na wykorzystanie dostępnej infrastruktury hydrologicznej. Omówiona w dysertacji wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej nosi znamiona takiego rozwiązania. Jest to modułowe, proste konstrukcyjnie urządzenie, które może służyć jako główny element przeniesienia napędu w MEW pracującej na małym spadzie. Potencjał produkcji energii w takich lokalizacjach jest często niezagospodarowany ze względu na ograniczenia technologiczne. Sprawdzona w pracy koncepcja oraz wyniki badań prototypu pompy potwierdzają jej prawidłowe działanie i są zarazem wstępem, który może posłużyć do opracowania układu przeniesienia napędu dedykowanego do MEW. Przykłady rozwiązań przekładni hydrostatycznych zaprojektowanych do układów przeniesienia napędu w innych rodzajach elektrowni eksploatujących odnawialne źródła energii potwierdzają zasadność pracy nad takimi układami.

W pracy przedstawiona została wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej, będąca przedmiotem patentu PL 219857 [5]. Charakteryzuje się ona nowym mechanizmem umożliwiającym bezstopniową zmianę wydajności właściwej podczas pracy pompy. Celem rozprawy było opracowanie modelu teoretycznego i przeprowadzenie badań symulacyjnych, a także zbudowanie i przeprowadzenie badań doświadczalnych prototypu pompy. Wyniki tych prac posłużyły do weryfikacji poprawności działania zaproponowanej pompy, co pozwala na dalszą pracę nad tym rozwiązaniem. W ramach dysertacji przeprowadzono następujące prace:

- dokonano przeglądu rozwiązań promieniowych pomp tłokowych,
- przedstawiono koncepcję wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej,
- opracowano model teoretyczny wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej,
- wykonano badania symulacyjne wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej oraz jej zespołów ssąco-tłoczących,

- opracowano konstrukcję oraz zbudowano prototyp wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej,
- opracowano budowę i przygotowano stanowisko badawcze oraz opracowano plan badań eksperymentalnych,
- wykonano badania eksperymentalne wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej oraz jej zespołów ssąco-tłoczących,
- przeprowadzono analizę uzyskanych wyników badań symulacyjnych oraz eksperymentalnych,
- sformułowano wnioski z przeprowadzonych badań.

## 7.2. Wnioski ogólne

Poniżej przedstawione zostały wnioski sformułowane na podstawie wykonanych prac nad przedstawioną pompą.

- I. Wyniki badań eksperymentalnych potwierdziły poprawne działanie pompy przy stałej wydajności właściwej dla prędkości obrotowej w zakresie od 8 do 32 obr/min oraz dla ciśnień w przewodzie tłocznym pompy w zakresie od 1 do 11 MPa. Podczas analizy wyników wszystkich serii badań nie zidentyfikowano zjawisk świadczących o nieprawidłowym działaniu pompy.
- II. Opracowany mechanizm zmiany mimośrodów pompy umożliwił zmianę wartości mimośrodu wału napędowego od 0 do 95 mm. Przełożyło się to na zakres wydajności właściwej pompy od 0 do 1,154 dm<sup>3</sup>. Zmiana wydajności właściwej pompy odbywała się podczas jej pracy bez zatrzymywania, a co za tym idzie przerwy w tłoczeniu oleju hydraulicznego. Konstrukcja mechanizmu umożliwiła bezstopniową zmianę wydajności właściwej.
- III. Najwyższą sprawność całkowitą 93,38% podczas badań uzyskano dla ciśnienia w przewodzie tłocznym wynoszącego 6 MPa, prędkości obrotowej 8 obr/min oraz wartości mimośrodu 20 mm. Najwyższą sprawność hydrauliczno-mechaniczną 98,09% podczas badań uzyskano dla ciśnienia w przewodzie tłocznym wynoszącego 10 MPa, prędkości obrotowej 10 obr/min oraz wartości mimośrodu 50 mm. Najwyższą sprawność objętościową 99,51% podczas badań uzyskano dla ciśnienia w przewodzie tłocznym wynoszącego 1 MPa, prędkości obrotowej 12 obr/min (oraz 16 obr/min) oraz wartości mimośrodu 50 mm.

- IV. Zaobserwowano także samoczynną zmianę mimośrodów wału napędowego, wynikającą z bezwładności tarcz hamulcowych mechanizmu zmiany mimośrodów. Nie występowała ona podczas stabilnej pracy pompy, tylko w przypadku występowania większych wartości przyspieszenia kątownego wału napędowego.
- V. Pompa charakteryzuje się znaczną nierównomiernością wydajności, co wynika z jej budowy. Udało się ją znacznie skompensować dzięki zastosowaniu w układzie akumulatora hydraulicznego. Średnia wartość współczynnika nierównomierności wydajności wyniosła 35,97%, dla serii z akumulatorem w układzie udało się uzyskać średnią wartość wynoszącą 6,83%.

### **7.3. Wnioski szczegółowe**

- VI. Zasilacz hydrauliczny, który podczas badań został zastosowany do sterowania układem hamulcowym pompy, uruchamiany był tylko podczas zmiany wydajności właściwej.
- VII. Dla serii badań z niższymi wartościami wydajności właściwej widoczny jest duży wpływ rozrządu zaworowego na przebiegi wydajności pompy, potwierdzają to także badania zespołów ssąco-tłoczących pompy.
- VIII. Zastosowany hamulec mechanizmu zmiany mimośrodu miał znaczny wpływ na proces zmiany wydajności właściwej. Podczas hamowania lub odhamowania występował niekontrolowany ruch obrotowy tarczy mechanizmu. Zjawisko to miało wpływ na pracę pompy oraz na jej wydajność. W związku z tym należy rozważyć inną budowę układu hamulcowego, która nie będzie miała takiego wpływu na pracę pompy. Przekazanie części momentu obrotowego na śrubę mechanizmu zmiany mimośrodu powodowało spadek prędkości obrotowej wału napędowego pompy.
- IX. Opracowany model teoretyczny pompy wymaga uzupełnienia. Przede wszystkim o szczegółowy opis zjawisk hydraulicznych zachodzących podczas pracy pompy, zwłaszcza w jej rozrządzie zaworowym.
- X. W trakcie badań eksperymentalnych widoczny był wpływ elementów stanowiska badawczego na wyniki. Charakterystyka napędu powodowała niestaość prędkości obrotowej podczas pracy pompy. Ze względu na niedostateczny moment obrotowy ograniczone zostało maksymalne ciśnienie

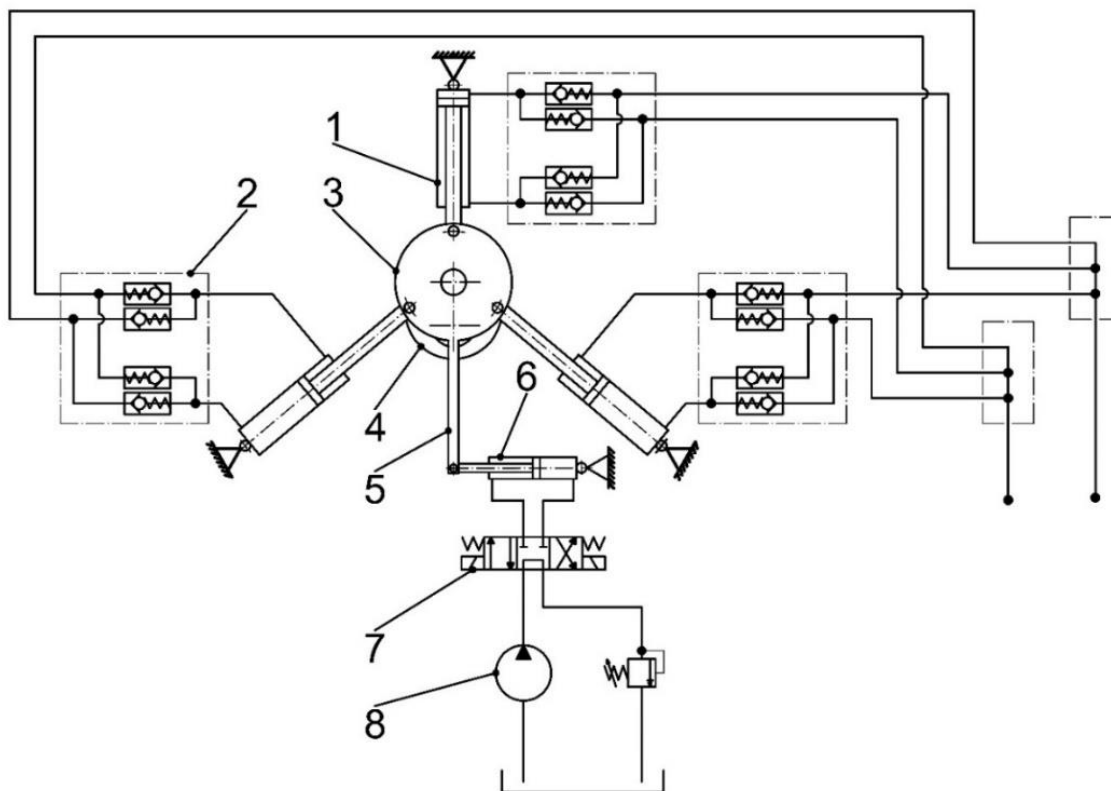
w przewodzie tłocznym podczas badań. Napęd stanowiska powodował również ograniczenie minimalnej prędkości obrotowej pompy. Sztywność ramy stanowiska była kolejnym czynnikiem, który wpływał na wyniki badań, zwłaszcza dla wyższych wartości ciśnienia. Rozdzielczość przyrządów pomiarowych, szczególnie enkodera i przepływomierza, uniemożliwiała szczegółową analizę wyników dla niskich wartości wydajności. Zakres pomiarowy przyrządów generował również ograniczenia dotyczące zakresów parametrów podczas badań. Aby przeprowadzić bardziej szczegółową analizę pracy pompy, należałoby zwiększyć sztywność ramy stanowiska, dobrać napęd z przekładnią o większym przełożeniu wraz z układem sterowania oraz zmienić aparaturę pomiarową na posiadającą większą dokładność i szerszy zakres pomiarowy.

- XI. Szacowany łączny czas pracy pompy podczas wszystkich badań wyniósł około 450h. Porównując wyniki badań początkowych z końcowymi, nie zidentyfikowano widocznego zużycia elementów pompy.

#### **7.4. Kierunki dalszych badań**

Podczas pracy nad przygotowaniem rozprawy oraz opracowaniem wyników badań wskazano kilka możliwych kierunków dalszych badań nad przedstawioną pompą. Pierwszym z nich jest modyfikacja stanowiska tak, aby uzyskać wewnętrzne, zamiast zewnętrznego, zasilanie układu hamulcowego pompy. Polegałoby to na zasilaniu siłowników hydraulicznych hamulca za pomocą oleju tłoczonego przez pompę. Kolejną możliwością badań jest opracowanie automatycznego układu sterowania, który pozwoliłby na utrzymanie stałej wydajności pompy podczas zmiany prędkości obrotowej napędu. Takie badania pozwoliłyby na poszerzenie analizy w kontekście potencjalnego zastosowania pompy. Wiąże się z tym także uwzględnienie podczas badań oraz analiz nieregularnej charakterystyki napędu koła wodnego [90]. Interesujące byłoby przeprowadzenie badań symulacyjnych i eksperymentalnych z takim napędem. Na ten aspekt podczas korespondencji zwrócił uwagę dr. Emanuele Quaranta, który w swojej pracy naukowej zajmuje się kołami wodnymi. Poczyniono także wstępne rozważania dotyczące pracy nad rozrządem pompy. Koncepcja zmian w tym zakresie polegałaby na zastąpieniu zaworów zwrotnych w rozrządzie na zawory rozdzielające 3/2, które łączyłyby komory wyporowe z odpowiednim kolektorem na podstawie położenia

kątowego wału napędowego pompy. Pozwoliłoby to na wyeliminowanie wpływu zaworów zwrotnych na pracę oraz ewentualną możliwość wpływania na wydajność poprzez wyłączanie komór wyporowych w części lub całości cyklu tłoczenia (inspiracją dla tego pomysłu była opisana we wstępie pompa Digital Displacement® Pump [65,66]).

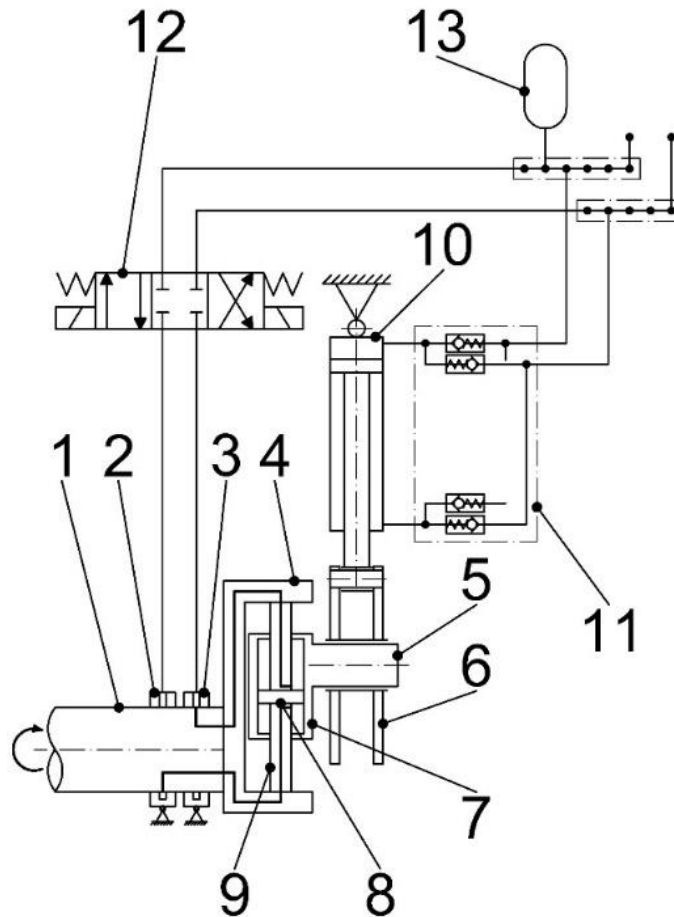


Rysunek 81. Schemat ze zgłoszenia patentowego P.439016, 1 – zespół ssąc-tłoczący, 2 – rozrząd zespołu, 3 – tarcza łącząca, 4 – wał napędowy, 5 – łącznik, 6 – siłownik hydrauliczny (wahacz), 7 – zawór rozdzielający, 8 – zasilacz hydrauliczny

Przedstawione wyniki badań zwracają uwagę na znaczną nierównomierność wydajności pompy. Szczególnie widoczny jest wpływ parametrów geometrycznych. Wnioski wyciągnięte z prac wykonanych nad tą częścią rozprawy doktorskiej posłużyły do przygotowania dwóch zgłoszeń patentowych. Dotyczą one układów umożliwiających zmniejszenie nierównomierności wydajności promieniowych pomp tłokowych. W momencie składania tej rozprawy oba zgłoszenia oczekują na decyzję o nadaniu prawa wyłącznego. W pierwszym zgłoszeniu [91] opracowano pompę, w której wahacz ramienia reakcyjnego został zastąpiony siłownikiem hydraulicznym. Dzięki zmianie długości tego elementu podczas pracy możliwe będzie zmniejszenie nierównomierności wydajności poprzez wpływanie na wahacz czworoboku przegubowego. Zmiana długości ma się odbywać aktywnie podczas pracy pompy. Numer tego zgłoszenia patentowego to



P.439016, nosi ono nazwę "Układ kompensacji nierównomierności wydajności promieniowej pompy tłokowej zwłaszcza wolnoobrotowej". Schemat układu pompy z tego wynalazku przedstawiono na rysunku 81.



Rysunek 82. Schemat ze zgłoszenia patentowego P.439017, 1 – wał napędowy, 2;3 – złącza hydrauliczne, 4 – jarzmo mechanizmu, 5 – trzpień, 6 – tarcza łącząca, 7 – cylinder mechanizmu, 8 – tłok mechanizmu, 9 – tłoczyko mechanizmu, 10 - zespół ssąco-tłoczący, 11 – rozrząd zespołu, 12 – zawór rozdzielający układu sterowania, 13 – akumulator hydrauliczny

Drugie z opracowanych zgłoszeń to "Promieniowa pompa tłokowa z układem kompensacji nierównomierności wydajności" o numerze P.439017 [92]. Dotyczy ono pompy w której zastosowano hydrauliczny mechanizm zmiany mimośrod. Wykorzystanie takiego mechanizmu, wraz z układem sterowania, pozwoli na zmianę wartości mimośrodu wału napędowego. W tym przypadku aktywna zmiana, w zależności od kąta obrotu wału napędowego, pozwoli na modyfikację korby czworoboku podczas pracy. Przełoży się to na dostosowanie charakterystyki tak, aby uzyskać jak najmniejszą pulsację wydajności. Schemat pompy z tego wynalazku przedstawiono na rysunku 82.

## Literatura

- [1] Yevjevich V., *Water and Civilization*, Water International, vol. 17 nr. 4 (1992), s. 163–171, doi: <https://doi.org/10.1080/02508069208686135>.
- [2] Viollet P.-L., *From the Water Wheel to Turbines and Hydroelectricity. Technological Evolution and Revolutions*, Comptes Rendus Mécanique, vol. 345 nr. 8 (2017), s. 570–580, doi: <https://doi.org/10.1016/j.crme.2017.05.016>.
- [3] Fasol K. H., *A Short History of Hydropower Control*, IEEE Control Systems Magazine, vol. 22 nr. 4 (2002), s. 68–76, doi: <https://doi.org/10.1109/MCS.2002.1021646>.
- [4] Kärnell S., *The History and Future of Fluid Power Pumps and Motors*, Workshop on Innovative Engineering for Fluid Power, (2022), s. 51–56, doi: <https://doi.org/10.3384/ecp196007>.
- [5] Myszkowski A., *Pompa Tłokowa o Zmiennej Wydajności Właściwej*, patent PL219857B1, 2015.
- [6] Punys P., Kvaraciejus A., Dumbrasukas A., Šilinis L., Popa B., *An Assessment of Micro-Hydropower Potential at Historic Watermill, Weir, and Non-Powered Dam Sites in Selected EU Countries*, Renewable Energy, vol. 133 (2019), s. 1108–1123, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.086>.
- [7] Belletti B., Garcia de Leaniz C., Jones J., Bizzi S., Börger L., Segura G., et al., *More than One Million Barriers Fragment Europe's Rivers*, Nature, vol. 588 nr. 7838 (2020), s. 436–441, doi: <https://doi.org/10.1038/s41586-020-3005-2>.
- [8] Myszkowski A., *Badania symulacyjne multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu*, Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji, vol. 29 nr. nr 4 (2009), s. 139–148,.
- [9] Myszkowski A., *Energy Analysis of an Ideal Suction-Pressure Unit*, Archives of Mechanical Technology and Materials, vol. 35 (2015), s. 51–60,.
- [10] Myszkowski A., *Multiplikująca przekładnia hydrostatyczna w małych elektrowniach wodnych*, Hydraulika i Pneumatyka, nr. nr 6 (2009), s. 5–9,.
- [11] *Raport merytoryczny z realizacji projektu celowego pt. Typoszereg multiplikujących przekładni hydrostatycznych o zmiennym przełożeniu z wolnoobrotowymi pompami wyporowymi do małych elektrowni wodnych Nr 6 ZR8 2009 C/07243*,. Waldemar Rys Zakład Hydrauliki Siłowej "HYDROMAR."
- [12] Myszkowski A., Staniek R., Zielinski M., *Energy Analysis of a Real Suction-Pressure Unit*, Mechanics and Mechanical Engineering, vol. 24 nr. 1 (2020), s. 26–35, doi: <https://doi.org/10.2478/mme-2020-0001>.
- [13] Zielinski M., Myszkowski A., Pelic M., Staniek R., *Low-Speed Radial Piston Pump as an Effective Alternative Power Transmission for Small Hydropower Plants*, Renewable Energy, vol. 182 (2022), s. 1012–1027, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.11.014>.

- 
- [14] Breeze P., Ed., *Hydropower*, Academic Press, Londyn 2018.
- [15] Igliński B., Buczkowski R., Cichosz M., Iwański P., Rzymyszkiewicz P., *Technologie Hydroenergetyczne*, Wydawnictwo Naukowe Uniwersytetu Mikołaja Kopernika, Toruń 2017.
- [16] Hoffman M., *Małe Elektrownie Wodne. Poradnik*, Towarzystwo Rozwoju Małych Elektrowni Wodnych, Warszawa 1992.
- [17] Ramos H., de Almeida A. B., Portela M. M., de Almeida H. P., Quintela A. C., *Guideline of Design of SMALL HYDROPOWER PLANTS*, WREAN (Western Regional Energy Agency & Network) and DED (Department of Economic Development), Belfast 2000.
- [18] Steller J., Henke A., Jagielska J., Kaniecki M., Trojanowska K., *Jak Zbudować Małą Elektrownię Wodną? Przewodnik Inwestora*, ESHA, Bruksela/Gdańsk 2010.
- [19] Michałowski S., Plutecki J., *Energetyka wodna*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1975.
- [20] Tkáč Š., *Hydro Power Plants, an Overview of the Current Types and Technology*, Selected Scientific Papers - Journal of Civil Engineering, vol. 13 nr. s1 (2018), s. 115–126, doi: <https://doi.org/10.1515/sspjce-2018-0011>.
- [21] *World Energy Resources 2016.*, World Energy Council, London.
- [22] LIU D., LIU H., WANG X., Kremere E., eds., *World Small Hydropower Development Report 2019*, United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power., (2019).
- [23] Kałuża T., Hämmerling M., Zawadzki P., Czekala W., Kasperek R., Sojka M., et al., *The Hydropower Sector in Poland: Historical Development and Current Status*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 158 (2022), s. 112150, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112150>.
- [24] Quaranta E., Revelli R., *Gravity Water Wheels as a Micro Hydropower Energy Source: A Review Based on Historic Data, Design Methods, Efficiencies and Modern Optimizations*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 97 (2018), s. 414–427, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.033>.
- [25] Quaranta E., Revelli R., *Output Power and Power Losses Estimation for an Overshot Water Wheel*, Renewable Energy, vol. 83 (2015), s. 979–987, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.05.018>.
- [26] Müller G., Kauppert K., *Performance Characteristics of Water Wheels*, Journal of Hydraulic Research, vol. 42 nr. 5 (2004), s. 451–460, doi: <https://doi.org/10.1080/00221686.2004.9641215>.
- [27] Quaranta E., *Stream Water Wheels as Renewable Energy Supply in Flowing Water: Theoretical Considerations, Performance Assessment and Design Recommendations*,

- Energy for Sustainable Development, vol. 45 (2018), s. 96–109, doi: <https://doi.org/10.1016/j.esd.2018.05.002>.
- [28] Quaranta E., Wolter C., *Sustainability Assessment of Hydropower Water Wheels with Downstream Migrating Fish and Blade Strike Modelling*, Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. 43 (2021), s. 100943, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100943>.
- [29] Okot D. K., *Review of Small Hydropower Technology*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 26 (2013), s. 515–520, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.05.006>.
- [30] Quaranta E., *Estimation of the Permanent Weight Load of Water Wheels for Civil Engineering and Hydropower Applications and Dataset Collection*, Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. 40 (2020), s. 100776, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100776>.
- [31] Budiarmo, Helmizar, Warjito, Nuramal A., Ramadhanu W., Adanta D., Presented at the RECENT PROGRESS ON: MECHANICAL, INFRASTRUCTURE AND INDUSTRIAL ENGINEERING: Proceedings of International Symposium on Advances in Mechanical Engineering (ISAME): Quality in Research 2019, Padang, Indonesia, (2020),.
- [32] Franco W., Ferraresi C., Revelli R., *Functional Analysis of Piedmont (Italy) Ancient Water Mills Aimed at Their Recovery or Reconversion*, Machines, vol. 7 nr. 2 (2019), s. 32, doi: <https://doi.org/10.3390/machines7020032>.
- [33] Lin J.-L., Presented at the 2017 International Conference on Applied System Innovation (ICASI), Sapporo, Japan, (2017),.
- [34] *Mikroelektrownie i Małe Elektrownie Wodne. Kompletny Podręcznik Odbudowy*, Europejskie Stowarzyszenie Małej Energetyki Wodnej (ESHA) 2014.
- [35] <https://hydrowatt.de/de/en/> , dostęp: 23.2.2023.
- [36] <https://www.smith-eng.co.uk/hydro> , dostęp: 23.2.2023.
- [37] Ferenc Z., Sambor A., *The Influence of Mechanical Gear on the Efficiency of Small Hydropower*, E3S Web of Conferences, vol. 22 (2017), s. 00042, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20172200042>.
- [38] Wang L., Chen S.-J., Jan S.-R., Li H.-W., *Design and Implementation of a Prototype Underwater Turbine Generator System for Renewable Microhydro Power Energy*, IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 49 nr. 6 (2013), s. 2753–2760, doi: <https://doi.org/10.1109/TIA.2013.2263272>.
- [39] Wang L., Lee D.-J., Liu J.-H., Chen Z.-Z., Kuo Z.-Y., Jang H.-Y., et al., Presented at the 2008 IEEE Power and Energy Society General Meeting - Conversion and Delivery of Electrical Energy in the 21st Century, (2008),.

- [40] Naoe N., Imazawa A., Takehisa K., Nakamura S., Presented at the 2017 International Conference on Electrical, Electronics and System Engineering (ICEESE), Kanazawa, (2017),.
- [41] Maulana M. I., Darwin, Putra G. S., *Performance of Single Screw Archimedes Turbine Using Transmission*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 536 (2019), s. 012022, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/536/1/012022>.
- [42] Climescu O., Jaliu C., Săulescu R., *On the Efficiency of a Planetary Speed Increaser Usable in Small Hydros*, Power Transmissions, (2013), s. 259–268, doi: [https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0\\_18](https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_18).
- [43] Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu R., *Elaboration and Research of Planetary Precessional Multiplier Type K-H-V*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 147 (2016), s. 012002, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/147/1/012002>.
- [44] Bhargav, Parameshwaran M. A., Sivaraj S., Venkataram N., *Numerical Simulation and Experimental Validation of Planetary Gearbox System Design to Govern Constant Generator Speed in Hydro Power Plant*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 624 nr. 1 (2019), s. 012008, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/624/1/012008>.
- [45] Quaranta E., Müller G., Butera I., Capecchi L., Franco W., *Preliminary Investigation of an Innovative Power Transmission for Low Speed Water Wheels*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 97 (2018), s. 414–427, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.033>.
- [46] Taherian-Fard E., Sahebi R., Niknam T., Izadian A., Shasadeghi M., *Wind Turbine Drivetrain Technologies*, IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 56 nr. 2 (2020), s. 1729–1741, doi: <https://doi.org/10.1109/TIA.2020.2966169>.
- [47] Ragheb A., Ragheb M., *Wind Turbine Gearbox Technologies*, 2010 1st International Nuclear & Renewable Energy Conference (INREC), (2010), s. 1–8, doi: <https://doi.org/10.1109/INREC.2010.5462549>.
- [48] Mahato A. C., Ghoshal S. K., *Various Power Transmission Strategies in Wind Turbine: An Overview*, International Journal of Dynamics and Control, vol. 7 nr. 3 (2019), s. 1149–1156, doi: <https://doi.org/10.1007/s40435-019-00543-8>.
- [49] Yin X., *An up to Date Review of Continuously Variable Speed Wind Turbines with Mechatronic Variable Transmissions*, International Journal of Energy Research, vol. 42 nr. 4 (2018), s. 1442–1454, doi: <https://doi.org/10.1002/er.3908>.
- [50] Höhn B.-R., *Future Transmissions for Wind Turbines*, Power Transmissions, (2013), s. 99–111, doi: [https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0\\_6](https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_6).
- [51] Roggenburg M., Esquivel-Puentes H. A., Vacca A., Bocanegra Evans H., Garcia-Bravo J. M., Warsinger D. M., et al., *Techno-Economic Analysis of a Hydraulic Transmission*

- for Floating Offshore Wind Turbines*, Renewable Energy, vol. 153 (2020), s. 1194–1204, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.02.060>.
- [52] Fan Y., Mu A., Ma T., *Modeling and Control of a Hybrid Wind-Tidal Turbine with Hydraulic Accumulator*, Energy, vol. 112 (2016), s. 188–199, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.072>.
- [53] Silva P., Giuffrida A., Fergnani N., Macchi E., Cantù M., Suffredini R., et al., *Performance Prediction of a Multi-MW Wind Turbine Adopting an Advanced Hydrostatic Transmission*, Energy, vol. 64 (2014), s. 450–461, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.034>.
- [54] Nguyen M. T., Dang T. D., Ahn K. K., *Application of Electro-Hydraulic Actuator System to Control Continuously Variable Transmission in Wind Energy Converter*, Energies, vol. 12 nr. 13 (2019), s. 2499, doi: <https://doi.org/10.3390/en12132499>.
- [55] Payne G. S., Kiprakis A. E., Ehsan M., Rampen W. H. S., Chick J. P., Wallace A. R., *Efficiency and Dynamic Performance of Digital Displacement<sup>TM</sup> Hydraulic Transmission in Tidal Current Energy Converters*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 221 nr. 2 (2007), s. 207–218, doi: <https://doi.org/10.1243/09576509JPE298>.
- [56] Gu Y., Liu H., Li W., Lin Y., Li Y., *Integrated Design and Implementation of 120-kW Horizontal-Axis Tidal Current Energy Conversion System*, Ocean Engineering, vol. 158 (2018), s. 338–349, doi: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.04.017>.
- [57] Wilberforce T., El Hassan Z., Durrant A., Thompson J., Soudan B., Olabi A. G., *Overview of Ocean Power Technology*, Energy, vol. 175 (2019), s. 165–181, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.068>.
- [58] Touimi K., Benbouzid M., Tavner P., *Tidal Stream Turbines: With or without a Gearbox?*, Ocean Engineering, vol. 170 (2018), s. 74–88, doi: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.10.013>.
- [59] Liu H., Lin Y., Shi M., Li W., Gu H., Xu Q., et al., *A Novel Hydraulic-Mechanical Hybrid Transmission in Tidal Current Turbines*, Renewable Energy, vol. 81 (2015), s. 31–42, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.02.059>.
- [60] Mobley R. K., *Fluid Power Dynamics*, Elsevier, Woburn 2000.
- [61] Manring N. D., Fales R. C., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Hoboken 2020.
- [62] Osiecki A., *Hydrostatyczny Napęd Maszyn*, Wydawnictwo Naukowe PWN SA, Warszawa 2017.
- [63] Stryczek S., *Napęd Hydrostatyczny. Tom 1 Elementy*, Wydawnictwo Naukowe PWN SA, Warszawa 2016.
- [64] Leitch I., *Handbook of Pumps and Pumping*, Elsevier Science Ltd, Oxford 2006.

- [65] <https://www.danfoss.com/en/products/dps/pumps/digital-displacement-pumps/digital-displacement-single-and-multiple-outlet-pumps/> , dostęp: 15.3.2023.
- [66] <https://fluidpowerjournal.com/digital-displacement-pumps/> , dostęp: 15.3.2023.
- [67] Darnet J., Bideaux É., *State-of-the-Art of Variable Displacement Technologies for Radial Piston Hydraulic Machines*, BATH/ASME 2022 Symposium on Fluid Power and Motion Control, (2022), s. V001T01A046, doi: <https://doi.org/10.1115/FPMC2022-90598>.
- [68] Jasiński R., *Research of Hydrotronic Variable-Displacement Radial Piston Pump with Electro-Pneumatic Control*, Solid State Phenomena, vol. 164 (2010), s. 37–40, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.164.37>.
- [69] <https://atos.com/en-it/> , dostęp: 11.3.2023.
- [70] <https://www.moog.com/> , dostęp: 11.3.2023.
- [71] [https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/Pompy?cclcl=pl\\_PL](https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/Pompy?cclcl=pl_PL) , dostęp: 11.3.2023.
- [72] <https://www.hawe.com/en-us/> , dostęp: 11.3.2023.
- [73] Tao J., Wang H., Liao H., Yu S., *Mechanical Design and Numerical Simulation of Digital-Displacement Radial Piston Pump for Multi-Megawatt Wind Turbine Drivetrain*, Renewable Energy, vol. 143 (2019), s. 995–1009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.04.159>.
- [74] Barton L. O., *Mechanism Analysis: Simplified and Graphical Techniques*, CRC Press, Boca Raton 2015.
- [75] Gronowicz A., *Podstawy analizy układów kinematycznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [76] Miller S., *Teoria Maszyn i Mechanizmów: Analiza Układów Kinematycznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1996.
- [77] Wołkow J., Salamon S., Rup K., *Badania zmienności parametrów geometrycznych przewodów hydraulicznych*, Archiwum Motoryzacji, vol. Nr 3-4 (2008), s. 163–174,.
- [78] Dudziński P., Skurjat A., *Wpływ podatności elastycznych przewodów hydraulicznych na zjawisko wężykowania pojazdów przegubowych*, Wybrane Problemy Inżynierskie, vol. nr 2 (2011), s. 97–100,.
- [79] <https://www.bibusmenos.pl/oferta/hydraulika-silowa/sprzedaz/technika-pomiarowa/przeplywomierze/> , dostęp: 6.10.2023.
- [80] <https://www.ponar-wadowice.pl/typ/200-zawory-sterujace-cisnieniem-zawory-przelewowe-plytowegwintowenabojowe-sterowane-posrednio-db-dbw> , dostęp: 19.10.2023.

- [81] Costa G. K., Sepehri N., *Understanding Overall Efficiency of Hydrostatic Pumps and Motors*, International Journal of Fluid Power, vol. 19 nr. 2 (2018), s. 106–116, doi: <https://doi.org/10.1080/14399776.2018.1476306>.
- [82] Volk M., *Pump Characteristics and Applications*, CRC Press, Boca Raton 2005.
- [83] [https://www.mercateo.com.pl/p/3535-AS5P360CA7V/Hydroakumulator\\_pecherzowy\\_poj\\_5\\_0\\_AS5P360CA7V\\_8\\_C0C0\\_30.html?ViewName=live\\_pl~secureMode](https://www.mercateo.com.pl/p/3535-AS5P360CA7V/Hydroakumulator_pecherzowy_poj_5_0_AS5P360CA7V_8_C0C0_30.html?ViewName=live_pl~secureMode) , dostęp: 31.10.2023.
- [84] Saulescu R., Jaliu C., Neagoe M., Climescu O., *On a New Chain Planetary Transmission for Renewable Energy Systems - Part II: Virtual Prototyping and Experimental Testing*, Applied Mechanics and Materials, vol. 760 (2015), s. 153–158, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.760.153>.
- [85] Xupeng H., Wenbin S., Hang Z., Yanni Z., Qiao H., Chaohui W., *Research of the Hydrostatic Transmission for Deep-Sea Current Energy Converter*, Energy Conversion and Management, vol. 207 (2020), s. 112544, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112544>.
- [86] Zhao S., Guo T., Yu Y., Dong P., Liu C., Chen W., *Design and Experimental Studies of a Novel Double-Row Radial Piston Pump*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 231 nr. 10 (2017), s. 1884–1896, doi: <https://doi.org/10.1177/0954406215623309>.
- [87] Wang F., Chen J., Xu B., Stelson K. A., *Improving the Reliability and Energy Production of Large Wind Turbine with a Digital Hydrostatic Drivetrain*, Applied Energy, vol. 251 (2019), s. 113309, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113309>.
- [88] Kumar N., Mawsor E. K., Sarkar B. K., *Adaptive Control of the Wind Turbine Transmission System for Smooth Power Generation*, Advances in Mechanical Engineering, (2020), s. 1411–1423, doi: [https://doi.org/10.1007/978-981-15-0124-1\\_124](https://doi.org/10.1007/978-981-15-0124-1_124).
- [89] Deldar M., Izadian A., Anwar S., *Reconfiguration of a Wind Turbine with Hydrostatic Drivetrain to Improve Annual Energy Production*, 2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), (2015), s. 6660–6666, doi: <https://doi.org/10.1109/ECCE.2015.7310592>.
- [90] Quaranta E., Revelli R., *Hydraulic Behavior and Performance of Breastshot Water Wheels for Different Numbers of Blades*, Journal of Hydraulic Engineering, vol. 143 nr. 1 (2017), s. 04016072, doi: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)HY.1943-7900.0001229](https://doi.org/10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0001229).
- [91] <https://ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/search/pwp-details/P.439016?lng=pl> ,  
dostęp: 19.9.2023.
- [92] <https://ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/search/pwp-details/P.439017?lng=pl> ,  
dostęp: 19.9.2023.



## Załącznik 1. Sprawność pompy

Tabela 17. Wyznaczona sprawność całkowita dla serii ze stałą wartością mimośrodowość wału napędowego

$p_p$ [MPa]	n [obr/min]	e [mm]								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	8	69,49	83,38	76,78	75,48	73,21	70,92	69,80	68,98	62,20
	9	69,31	82,08	75,77	74,44	72,10	69,14	67,27	66,21	58,34
	10	69,17	81,71	74,71	73,06	71,11	68,42	65,08	64,52	58,13
	11	71,12	80,00	74,29	71,83	69,88	66,38	62,37	61,04	57,33
	12	70,18	78,18	73,36	70,62	68,40	64,22	61,70	59,43	54,97
	13	70,38	75,97	72,04	69,58	67,17	62,73	59,73	57,52	52,71
	14	70,39	74,26	71,52	68,39	65,82	61,47	56,98	55,78	51,20
	15	70,94	73,02	70,65	67,46	64,63	59,65	55,21	51,09	49,52
	16	73,64	71,73	70,81	66,76	63,47	57,86	53,13	49,83	46,35
	17	72,75	71,34	69,53	65,37	61,86	56,83	52,80	48,29	44,65
	18	72,57	70,58	68,77	64,36	60,73	55,42	51,35	46,96	44,07
	19	72,16	69,25	67,92	63,23	59,73	54,30	49,88	45,31	42,29
	20	76,33	68,17	67,91	62,54	58,23	52,49	47,12	44,16	39,77
	21	75,13	67,56	66,66	61,30	56,81	51,22	45,87	42,72	40,51
22	74,74	67,07	65,71	60,17	55,51	49,93	44,39	40,33	37,94	
2	8	78,95	85,92	84,78	83,01	81,05	80,20	75,61	74,52	72,67
	9	79,01	85,30	83,76	82,24	79,96	78,88	74,28	72,90	70,63
	10	79,25	84,47	82,91	81,60	78,43	76,79	72,87	69,80	67,63
	11	80,90	84,74	82,13	80,72	77,45	75,17	71,46	68,52	66,01
	12	80,45	84,06	81,08	79,87	76,30	73,88	70,27	66,73	64,44
	13	80,33	83,12	80,52	78,89	75,32	72,38	67,13	64,96	62,17
	14	80,18	82,25	79,90	77,97	73,40	70,11	66,04	62,37	55,96
	15	80,39	81,81	79,36	77,06	72,51	69,43	64,65	61,25	56,06
	16	82,33	82,65	78,51	76,43	71,36	68,22	62,57	59,39	54,30
	17	81,98	81,80	78,87	75,56	70,43	66,95	61,05	58,31	52,45
	18	81,62	81,15	78,27	74,74	69,21	65,65	59,37	56,79	50,99
	19	81,16	80,32	77,61	73,65	67,32	63,49	57,54	54,65	50,61
	20	81,75	80,69	77,22	72,54	66,36	62,22	56,63	53,34	47,97

	21	81,77	80,11	76,51	71,80	65,90	61,62	55,03	51,62	46,59
	22	81,61	79,47	75,83	70,91	64,66	60,00	53,90	50,29	45,21
3	8	88,52	88,34	88,96	88,40	87,31	85,02	85,55	82,15	82,21
	9	88,28	88,36	88,51	87,94	86,65	84,21	84,54	80,84	79,36
	10	88,91	89,27	88,50	87,40	85,60	82,72	82,75	77,67	77,77
	11	87,10	88,47	87,75	86,63	84,85	81,97	81,39	77,13	76,18
	12	86,92	88,16	87,21	85,96	83,85	80,90	79,90	75,62	74,25
	13	86,87	87,81	86,59	85,26	82,99	79,82	78,46	74,28	72,51
	14	88,29	88,45	86,36	84,41	81,86	78,26	75,82	71,71	68,74
	15	86,45	87,76	85,72	83,79	81,04	77,59	74,78	71,04	67,73
	16	85,84	87,29	85,18	83,03	80,11	76,49	73,27	69,60	66,20
	17	85,48	86,90	84,69	82,29	79,16	75,59	71,98	68,65	64,94
	18	85,21	86,73	84,20	81,54	78,22	74,49	70,66	67,12	63,54
	19	87,55	87,18	83,99	80,61	77,11	73,33	69,64	64,53	60,57
	20	86,36	86,58	83,33	80,00	76,15	72,22	68,32	63,72	60,78
	21	85,80	86,14	82,73	79,25	75,21	71,02	67,63	62,41	59,53
22	85,52	85,85	82,21	78,57	74,22	69,83	65,58	61,32	57,92	
4	8	88,82	91,88	92,51	90,89	89,81	89,47	86,95	87,26	85,43
	9	88,83	91,74	92,01	90,51	89,18	88,58	85,32	85,83	84,03
	10	88,75	91,98	91,34	90,18	88,06	86,64	84,91	84,57	81,84
	11	88,69	91,52	90,70	89,64	87,61	85,98	84,11	83,48	80,78
	12	90,13	91,26	90,21	88,99	86,90	85,27	82,38	81,59	79,53
	13	89,29	91,04	89,77	88,35	86,16	84,33	81,73	80,32	76,84
	14	88,93	90,57	89,13	87,83	84,94	83,58	80,78	79,14	75,75
	15	88,76	89,80	88,73	87,28	84,54	79,99	79,92	77,83	74,62
	16	88,94	89,83	88,36	86,68	83,84	79,63	78,34	76,03	73,22
	17	89,03	89,64	87,95	86,10	83,25	78,39	77,36	74,75	69,83
	18	91,45	89,46	87,64	85,57	82,55	78,52	76,48	73,78	68,81
	19	89,49	88,97	87,38	84,88	81,36	76,63	75,57	72,52	68,63
	20	89,27	88,90	86,90	84,29	80,72	76,20	74,50	70,73	67,09
	21	88,97	88,65	86,42	83,80	79,84	76,14	73,42	69,49	66,04
22	88,82	88,34	86,02	83,14	79,08	75,27	72,29	68,23	64,75	

5	8	88,81	92,04	92,78	92,04	91,51	90,18	89,88	88,76	88,75
	9	88,79	92,16	92,51	91,66	91,03	89,70	89,20	87,83	87,53
	10	90,42	92,62	92,30	91,35	90,13	88,76	87,96	86,15	85,09
	11	89,10	91,55	91,96	90,99	89,77	88,45	87,36	85,72	84,65
	12	88,72	91,23	91,67	90,51	89,26	87,70	86,60	85,15	83,31
	13	88,71	91,11	91,45	90,07	88,73	87,15	85,58	81,76	80,21
	14	90,68	91,56	91,07	89,60	87,75	86,02	84,76	81,68	79,94
	15	89,58	90,99	90,35	89,25	87,44	85,56	84,01	81,10	79,25
	16	89,38	90,78	89,64	88,79	86,96	84,79	83,05	80,04	78,27
	17	88,80	90,56	89,30	88,33	86,41	84,24	81,67	78,48	76,59
	18	88,66	90,38	89,03	87,99	85,90	83,47	81,23	77,96	75,63
	19	90,68	90,91	89,04	87,16	84,75	82,44	80,41	77,37	74,85
	20	90,31	90,40	88,96	86,95	84,38	81,72	78,13	76,33	72,89
	21	90,28	90,12	88,67	86,56	83,76	80,84	77,36	75,57	71,36
22	90,26	90,08	88,05	86,23	83,11	80,28	76,65	74,62	70,86	
6	8	91,43	93,38	92,75	93,09	92,39	91,30	90,66	90,36	88,66
	9	90,91	93,13	92,52	92,80	91,90	90,73	89,93	89,71	88,11
	10	92,16	92,33	92,39	92,45	90,83	90,02	89,12	88,27	86,09
	11	90,79	92,15	92,11	92,10	90,63	89,56	87,27	88,10	86,08
	12	90,43	91,92	91,78	91,70	90,06	88,94	86,92	87,39	85,15
	13	90,33	91,84	91,65	91,29	89,57	88,35	86,21	84,90	82,89
	14	90,85	92,45	91,51	90,63	88,63	87,15	85,52	84,79	82,61
	15	89,45	91,86	91,34	90,20	88,69	86,72	83,23	84,52	82,16
	16	88,61	91,64	91,06	89,73	88,18	86,01	82,36	83,66	80,52
	17	88,27	91,37	90,83	89,27	87,67	85,20	82,36	83,35	80,41
	18	88,06	91,27	90,66	88,82	87,07	84,55	81,50	81,48	78,15
	19	89,66	91,56	90,66	88,26	85,27	80,39	79,28	81,41	77,78
	20	88,86	91,24	90,30	87,83	84,87	80,90	78,86	79,98	76,83
	21	88,61	90,97	89,93	87,37	84,56	80,48	78,14	77,76	74,10
22	88,31	90,85	89,64	86,91	84,22	80,11	77,06	78,40	72,39	

Tabela 18. Wyznaczone sprawności całkowita, objętościowa oraz hydrauliczno-mechaniczna dla serii z zablokowanym mechanizmem zmiany mimośrod

n [obr/min]	$p_p$ [MPa]										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Sprawność całkowita $\eta_c$ [%]											
8	72,53	83,19	87,30	88,04	90,39	90,55	90,53	89,95	90,02	90,81	89,63
10	69,18	80,83	85,69	86,80	89,28	89,90	89,93	89,47	89,65	91,35	89,32
12	66,32	78,38	84,08	85,53	88,18	89,01	89,42	88,94	89,22	90,92	89,05
14	62,74	75,94	82,11	85,03	87,02	88,07	88,59	88,24	88,61	90,39	88,74
16	59,24	73,42	80,28	83,57	85,72	86,92	87,74	87,49	88,30	89,88	88,14
18	55,90	71,18	78,32	82,00	84,41	85,85	86,87	86,92	87,42	89,14	87,90
20	52,74	68,30	76,29	80,38	83,13	83,46	85,91	86,35	85,65	87,66	87,65
22	50,25	65,74	74,29	78,98	80,56	83,13	83,68	85,71	85,60	86,20	85,84
24	47,10	63,28	69,87	77,24	79,39	81,90	82,81	84,79	84,89	85,38	85,75
26	44,39	60,78	68,48	73,61	78,03	80,76	81,88	80,36	84,00	84,40	85,22
28	41,73	56,44	66,94	72,39	76,74	77,34	78,84	80,11	82,04	83,13	83,98
30	39,69	54,95	65,04	70,98	75,49	77,33	78,49	79,13	81,97	82,37	82,53
32	37,45	53,38	63,55	69,91	74,05	76,47	78,47	78,85	81,23	82,01	82,06
Sprawność objętościowa $\eta_o$ [%]											
8	99,42	98,68	97,84	97,12	96,48	95,69	94,65	93,49	94,29	93,30	91,76
10	99,48	98,74	97,90	97,19	96,53	95,67	94,65	93,51	94,30	93,13	91,79
12	99,51	98,77	97,90	97,20	96,50	95,63	94,65	93,34	94,19	93,17	91,47
14	99,50	98,75	97,90	97,24	96,50	95,62	94,66	93,25	94,21	93,19	91,50
16	99,51	98,74	97,87	97,22	96,50	95,62	94,68	93,18	94,12	93,08	91,63
18	99,48	98,66	97,85	97,19	96,50	95,60	94,65	95,00	94,16	93,15	91,63
20	99,44	98,66	97,81	97,16	96,45	95,59	94,60	94,91	94,23	93,08	91,33
22	99,37	98,56	97,74	97,06	96,43	95,48	94,51	94,66	94,11	92,85	91,38
24	99,33	98,51	97,68	97,02	96,41	95,43	94,47	94,57	94,05	92,73	91,25
26	99,27	98,45	97,66	96,99	96,36	95,36	94,38	94,81	94,01	92,65	91,11
28	99,22	98,21	97,62	96,96	96,30	95,27	94,27	94,81	93,95	92,58	90,96
30	99,15	98,21	97,56	96,90	96,10	95,21	94,25	94,72	93,78	92,48	90,51
32	99,11	98,15	97,48	96,83	96,01	95,13	93,94	94,58	93,73	92,10	89,62

Sprawność hydrauliczno-mechaniczna $\eta_{h-m}$ [%]											
8	72,95	84,30	89,23	90,66	93,68	94,63	95,65	96,21	95,47	97,33	97,68
10	69,54	81,86	87,53	89,31	92,48	93,97	95,01	95,68	95,08	98,09	97,31
12	66,65	79,36	85,89	88,00	91,38	93,08	94,47	95,28	94,72	97,59	97,36
14	63,06	76,90	83,88	87,44	90,18	92,10	93,58	94,63	94,06	97,00	96,99
16	59,54	74,36	82,03	85,96	88,83	90,90	92,68	93,89	93,82	96,57	96,19
18	56,19	72,14	80,04	84,37	87,48	89,80	91,78	91,49	92,84	95,69	95,93
20	53,04	69,23	78,00	82,73	86,20	87,31	90,82	90,98	90,90	94,18	95,97
22	50,57	66,70	76,00	81,38	83,55	87,06	88,54	90,54	90,96	92,84	93,94
24	47,41	64,24	71,53	79,61	82,34	85,83	87,66	89,66	90,25	92,07	93,97
26	44,71	61,74	70,12	75,89	80,98	84,69	86,75	84,77	89,35	91,10	93,54
28	42,06	57,47	68,57	74,66	79,69	81,18	83,63	84,50	87,33	89,80	92,32
30	40,03	55,95	66,67	73,25	78,55	81,22	83,27	83,54	87,41	89,06	91,18
32	37,79	54,39	65,19	72,20	77,12	80,39	83,54	83,36	86,67	89,04	91,56