



Politechnika Wrocławska

DZIEDZINA: nauki inżynieryjno-techniczne

DYSCYPLINA: inżynieria mechaniczna

ROZPRAWA DOKTORSKA

Wpływ hybrydowego zarysu uzębienia kół w pompach zębatych na ich właściwości akustyczne i hydrauliczne

mgr inż. Paweł Bury

Promotor: dr hab. inż. Piotr Osiński, prof. uczelni

Słowa kluczowe: pompa zębata, pulsacja wydajności,
niskopulsacyjna pompa zębata

WROCŁAW 2024

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
1. Wprowadzenie.....	9
1.1. Rys historyczny napędu hydraulicznego	9
1.2. Znaczenie gospodarcze	10
1.3. Rozwój pomp zębatych.....	12
1.4. Przegląd badań dotyczących pomp z zarysem o kontakcie ciągłym (CCHGP)	28
2. Cel i zakres pracy	35
2.1. Cel główny	35
2.2. Motywacja podjęcia tematu	36
2.3. Cele szczegółowe.....	36
3. Kinematyka zazębienia	37
3.1. Opis zazębienia.....	40
3.2. Stopień pokrycia.....	43
3.3. Optymalizacja zarysu	47
4. Właściwości hydrauliczne pomp z kołami o zarysie hybrydowym.....	49
4.1. Wydajność chwilowa	50
4.2. Wydajność średnia	58
4.3. Pulsacja wydajności teoretyczna	59
4.4. Pulsacja wydajności rozwiązanie numeryczne.....	60
5. Opis pompy prototypowej.....	71
6. Badania i ocena właściwości hydraulicznych.....	79
6.1. Charakterystyki statyczne.....	79
6.1.1. Sprawność objętościowa	81
6.1.2. Sprawność całkowita	84
6.1.3. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna	87

6.2. Pulsacja wydajności	91
6.2.1. Metoda pomiaru	91
6.2.2. Budowa i testy układu pomiarowego.....	98
6.2.3. Wyniki pomiaru pulsacji wydajności dla pomp prototypowych	104
7. Badania i ocena właściwości akustycznych.....	107
7.1. Pomiar parametrów akustycznych.....	107
7.2. Skorygowany poziom mocy akustycznej	111
7.3. Analiza widmowa.....	113
8. Podsumowanie i wnioski.....	119
8.1. Wnioski naukowe.....	125
8.2. Wnioski uytylitarne	126
8.3. Kierunki dalszych badań.....	127
Streszczenie	129
Abstract	131
Bibliografia.....	133
Spis tabel	145
Spis rysunków	147

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A_0	– powierzchnia odniesienia wynosząca 1 m^2 ;
A_j	– chłonność akustyczna w 1 m^2 obliczona dla j -tego pasma częstotliwości;
B	– moduł sprężystości objętościowej cieczy;
b	– szerokość wieńca koła zębatego;
C	– poprawka zależna od warunków klimatycznych (dla ciśnienia atmosferycznego 100 kPa i temperatury $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $C = 0$);
c	– prędkość rozchodzenia się dźwięku w przewodzie; prędkość rozchodzenia się dźwięku w powietrzu;
c_0	– prędkość rozchodzenia się dźwięku w cieczy;
D_r	– średnica wewnętrzna rury referencyjnej;
E	– moduł sprężystości materiału rury referencyjnej;
f_i	– częstotliwość i -tej harmonicznej pulsacji wydajności;
f_j	– częstotliwość j -tego pasma częstotliwości;
h	– grubość ścianki rury referencyjnej;
i	– i -ty przekrój wieńca; i -ta harmoniczna;
j	– j -te położenie zarysu; jednostka urojona; j -te pasmo częstotliwości;
L_p	– globalny poziom ciśnienia akustycznego;
$L_{p\ j}$	– poziom ciśnienia akustycznego w j -tym pasmie częstotliwości;
L_{pA}	– globalny skorygowany poziom ciśnienia akustycznego;
$L_{pA\ j}$	– skorygowany poziom ciśnienia akustycznego w j -tym pasmie częstotliwości;
L_W	– globalny poziom mocy akustycznej;
$L_{W\ j}$	– poziom mocy akustycznej w j -tym pasmie częstotliwości;
L_{WA}	– globalny skorygowany poziom mocy akustycznej;
$L_{WA\ j}$	– skorygowany poziom mocy akustycznej w j -tym pasmie częstotliwości;
l	– długość linii referencyjnej;

m_n	– moduł nominalny zarysu ewolwentowego;
m_t	– moduł zarysu ewolwentowego w przekroju czołowym;
n, n_θ	– liczba przekrojów koła zębatego;
N_h	– moc efektywna/wyjściowa/hydrauliczna;
N_{we}	– moc wejściowa na wale napędowym pompy;
p	– ciśnienie w króćcu tłocznym;
p_0, p'_0	– czasowy przebieg ciśnienia w króćcu tłocznym w pierwszej i drugiej konfiguracji obciążenia;
p_1, p'_1	– czasowy przebieg ciśnienia na końcu rury referencyjnej w pierwszej i drugiej konfiguracji obciążenia;
$\langle p_j^2 \rangle$	– średniokwadratowe ciśnienie akustyczne w j -tym pasmie częstotliwości;
P_0, P'_0	– wektor składowych ciśnienia dynamicznego w króćcu tłocznym pompy;
P_l, P'_l	– wektor składowych ciśnienia dynamicznego w odległości l od króćca tłocznego;
p_t	– podziałka czołowa;
p_{tz}	– podziałka zasadnicza;
p_β	– poskok śrubowego koła zębatego;
Q_0	– wektor składowych wydajności w króćcu tłocznym pompy;
q_0	– wydajność jednostkowa pompy;
q_j	– wydajność jednostkowa pompy w j -tym położeniu kątowym kół zębatych;
Q_l	– wektor składowych wydajności w odległości l od króćca tłocznego;
Q_{max}	– maksymalna wartość wydajności chwilowej pompy;
Q_{min}	– minimalna wartość wydajności chwilowej pompy;
Q_p	– pulsacja wydajności wewnątrz kanału tłocznego pompy;
Q_{rz}	– wydajność rzeczywista pompy;
Q_s	– pulsacja wydajności źródła wg modelu Nortona;
Q_s^*	– pulsacja wydajności źródła wg zmodyfikowanego modelu;

- Q_{sr} – średnia wartość wydajności pompy;
- Q_t – średnia wydajność teoretyczna pompy;
- $q(t)^*$ – przebieg czasowy wydajności chwilowej pompy;
- r_0 – promień wewnętrzny rury referencyjnej;
- r_d – promień dna koła zębatego;
- r_p – promień podziałowy koła zębatego;
- r_t – promień toczny;
- r_{tz} – promień koła zasadniczego w przekroju czołowym;
- r_w – promień wierzchołka zęba;
- r_{yd} – promień początku zarysu ewolwentowego;
- r_{ya} – promień końca zarysu ewolwentowego;
- r_w – promień wierzchołkowy koła zębatego;
- s – odległość aktualnego punktu styku od centralnego punktu zazębienia;
- $S_{i,j}$ – pole powierzchni przestrzeni międzyzębnych zarysu w i -tym przekroju wieńca w j -tym położeniu kątowym;
- S_V – powierzchnia ścian komory pogłosowej wraz z podłogą;
- $\mathbf{T}$ – macierz przejścia czwórnika hydraulicznego;
- t – czas;
- $T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$ – elementy macierzy przejścia czwórnika hydraulicznego dla układu pomiarowego;
- $T_{11}^*, T_{12}^*, T_{21}^*, T_{22}^*$ – elementy macierzy przejścia czwórnika hydraulicznego dla kanału tłocznego pompy;
- V – objętość komory;
- V_0 – objętość odniesienia wynosząca 1 m^3 ;
- $V_{i,j}$ – objętość cieczy w przestrzeni międzyzębnej w i -tym przekroju wieńca w j -tym położeniu kątowym;
- z – liczba zębów;
- Z_c – impedancja charakterystyczna;

Z_s	– impedancja źródłowa pompy;
α	– nominalny kąt zarysu;
α_{tt}	– kąt przyporu w przekroju czołowym;
α_{ya}	– kąt zarysu zęba na promieniu r_{ya} ;
α_β	– kąt zarysu w przekroju czołowym;
β	– kąt pochylenia linii zęba; współczynnik propagacji fal;
β_z	– kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym;
δ	– współczynnik nierównomierności wydajności;
ε_α	– czołowy stopień pokrycia (liczba przyporu);
ε_β	– poskokowy stopień pokrycia (liczba przyporu);
ε_γ	– całkowity stopień pokrycia (liczba przyporu);
η_c	– sprawność całkowita pompy;
η_{hm}	– sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy;
η_v	– sprawność objętościowa pompy;
ϑ	– kąt obrotu dowolnego przekroju czołowego liczony od centralnego punktu zazębienia w tym przekroju;
ϑ_1, ϑ_2	– kąt odwinięcia ewolwenty kolejno dla koła czynnego i biernego;
λ	– długość fali;
ν	– lepkość kinematyczna cieczy;
ξ	– współczynnik związany z lepkością cieczy;
ρ	– gęstość cieczy;
ρ_{qq^*}	– znormalizowany współczynnik korelacji wzajemnej teoretycznego i wyznaczonego przebiegu wydajności chwilowej;
φ	– kąt obrotu koła zębatego liczony od centralnego punktu zazębienia w przekroju czołowym (przednim);
ψ_i	– przesunięcie fazowe i -tej składowej harmonicznnej pulsacji wydajności źródła wg zmodyfikowanego modelu ($\angle Q_{s,i}^*$);
ω	– prędkość kątowna koła zębatego; częstość kołowa pulsacji wydajności.

1. WPROWADZENIE

1.1. Rys historyczny napędu hydraulicznego

Około 1500 lat przed naszą erą pojawiły się pierwsze urządzenia hydrauliczne, które początkowo znalazły zastosowanie w rolnictwie do nawadniania pól. Z biegiem czasu ich zastosowanie zostało rozszerzone, obejmując także instalacje sanitarne. Kluczowym momentem w historii układów hydraulicznych było wynalezienie pompy hydraulicznej. Rozwój pomp sięga starożytności, a w połowie III wieku p.n.e. grecki konstruktor Ktesibios (285–228 r. p.n.e.) stworzył pompę tłokową używaną do gaszenia pożarów.

Pierwsze przemysłowe wykorzystanie pomp datuje się na XV wiek, kiedy to zaczęto je stosować do odwadniania kopalń. Natomiast pierwsze zapisane informacje na temat pompy zębatej pochodzą z 1604 roku [1], gdy niemiecki astronom i matematyk Johannes Kepler (1571–1630 r.) opatentował ten rodzaj pompy, wykorzystywanej wówczas do przepompowywania wody. Prasa hydrauliczna, uznawana za pierwowzór układu hydrostatycznego, została wynaleziona i opatentowana 31 marca 1795 roku (patent nr 2045) przez Josepha Bramaha (1748–1814 r.) z Anglii, który opracował pierścień uszczelniający tłok [2].

Kolejny ważny krok nastąpił w 1853 roku, kiedy Ignacy Łukasiewicz (1822–1882 r.) opracował metodę destylacji ropy naftowej. Jeden z jej produktów, olej mineralny, zaczął być wykorzystywany jako ciecz robocza, a jednocześnie spełniał także funkcję czynnika smarującego, znacząco poprawiając trwałość konstrukcji. Pompy zaczęły być powszechnie używane pod koniec XIX wieku, gdy do ich napędu zaczęto stosować silniki elektryczne oraz spalinowe. Obecnie pompy są jednymi z najpowszechniej używanych maszyn w różnych dziedzinach techniki i przemysłu, a do ich budowy wykorzystuje się różnorodne rozwiązania konstrukcyjne.

Trwająca współcześnie transformacja rynku paliw i surowców kopalnych wymusza również poszukiwanie nowych cieczy hydraulicznych, których produkcja, eksploatacja oraz utylizacja będzie w znacząco mniejszym stopniu obciążać środowisko naturalne. Bazą nowoczesnych, ekologicznych i biodegradowalnych cieczy mogą być na przykład oleje roślinne, takie jak: olej słonecznikowy [3], [4] lub olej z czarnej porzeczki [5], [6].

1.2. Znaczenie gospodarcze

Napędy hydrostatyczne odgrywają kluczową rolę na różnych rynkach, zyskując znaczący udział w wielu sektorach przemysłowych. Są one szeroko stosowane w maszynach budowlanych, takich jak koparki czy ładowarki, gdzie precyzja i kontrola prędkości są kluczowe w zróżnicowanych zadaniach budowlanych. W rolnictwie, zwłaszcza w ciągnikach rolniczych i maszynach do zbioru plonów, napędy hydrostatyczne umożliwiają elastyczne i indywidualne dostosowanie prędkości poszczególnych podzespołów roboczych w trakcie wykonywania różnorodnych operacji polowych.

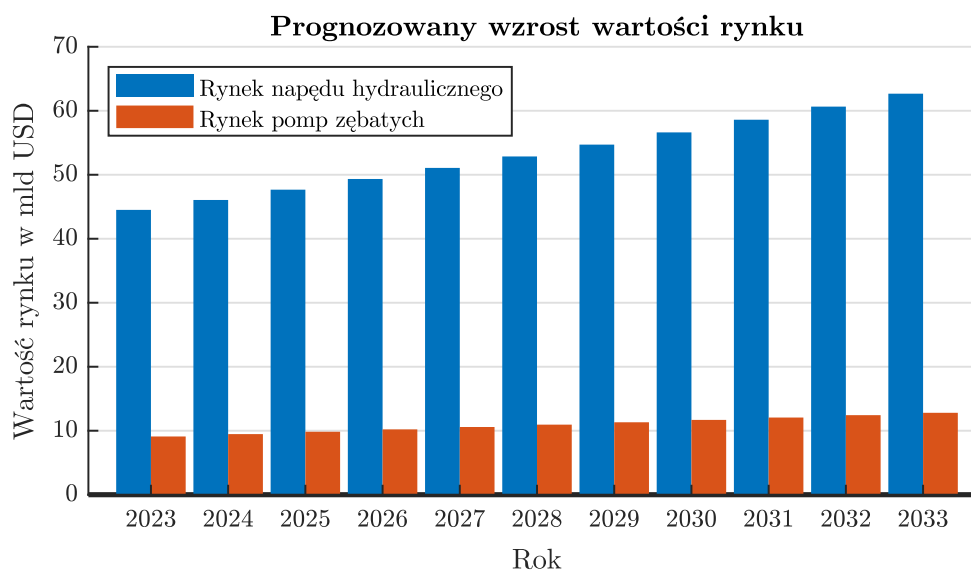
Poza sektorami budowlanym i rolniczym, napędy hydrostatyczne znajdują zastosowanie w pojazdach komunalnych, takich jak: zmiatarki uliczne, śmieciarki oraz maszyny do pielęgnacji zieleni miejskiej, co pozwala na odciążenie człowieka przy wykonywaniu ciężkich czynności, a także skuteczne manewrowanie w zatłoczonych obszarach miejskich. W przemyśle są stosowane w różnorodnych maszynach wytwórczych i montażowych praktycznie we wszystkich gałęziach przemysłu, a także w lotnictwie, pojazdach militarnych i specjalistycznych, takich jak pojazdy terenowe czy maszyny do prac leśnych.

Jedną z kluczowych zalet napędów hydrostatycznych jest ich elastyczność i zdolność do łatwej regulacji prędkości oraz momentu obrotowego. To sprawia, że są one idealnym rozwiązaniem w sytuacjach wymagających precyzyjnej kontroli ruchu. Współcześnie, w kontekście rosnącej świadomości zrównoważonego rozwoju, napędy hydrostatyczne zyskują na znaczeniu jako alternatywa dla tradycyjnych napędów mechanicznych, szczególnie w ciężkich maszynach samobieżnych.

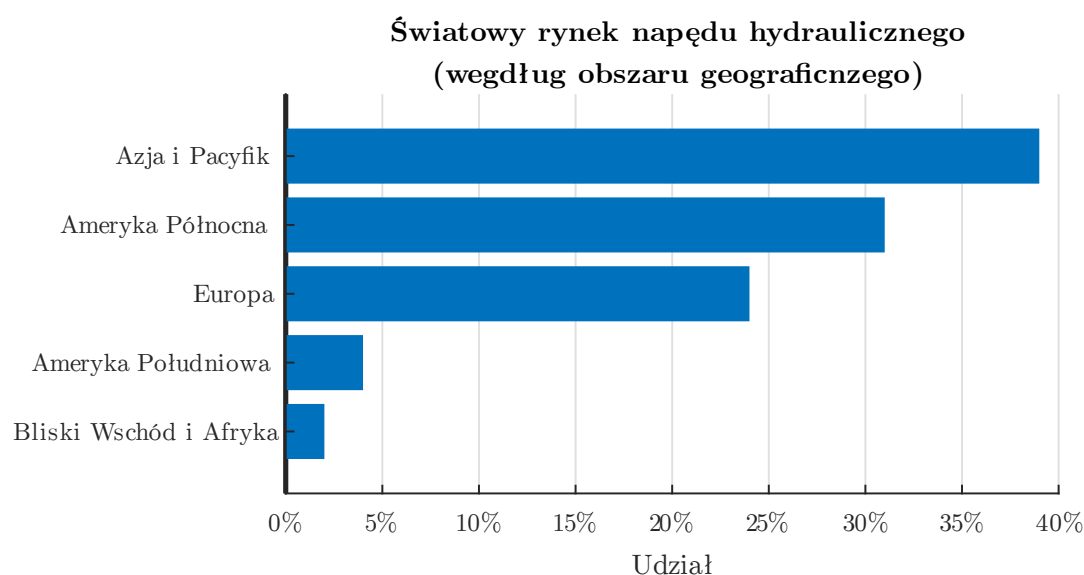
Ogólnie rzecz biorąc, udział napędów hydrostatycznych w rynku stale rośnie, zwłaszcza w obszarach wymagających wysokiej dynamiki oraz zaawansowanego sterowania. Ich wszechstronność i zdolność do dostosowania się do różnorodnych zastosowań sprawiają, że są one kluczowym elementem w dzisiejszych zaawansowanych technologiach napędowych.

Według agencji badania rynku Precedence Research w 2023 roku globalna wartość rynku napędu hydraulicznego wyniosła około 44,51 mld USD, natomiast wartość rynku pomp zębatych wyniosła około 9,1 mld USD [7], [8]. Wartości wspomnianych rynków w roku 2023 oraz ich prognozę w kolejnych latach przedstawiono na rysunku 1.1. Skumulowany roczny wskaźnik wzrostu (CAGR) dla rynku napędu hydraulicznego prognozowany jest na poziomie 3,5 %, natomiast dla rynku pomp

zębatach ma wynieść 3,4 %. Należy tutaj zwrócić uwagę, że nieprzypadkowo przedstawiono wartość rynku pomp zębatach obok rynku napędu hydraulicznego, a nie jako jego składowa. Wynika to z faktu, iż pompy zębate poza obszarem budowy i konstrukcji maszyn wykorzystywane są również w innych gałęziach przemysłu, takich jak: przemysł chemiczny, petrochemiczny, spożywczy, motoryzacyjny, rolnictwo i inne. Dodatkowo, na rysunku 1.2 przedstawiono podział rynku ze względu na obszar geograficzny, gdzie widać wyraźną dominację Azji, Ameryki Północnej i Europy nad resztą obszarów.

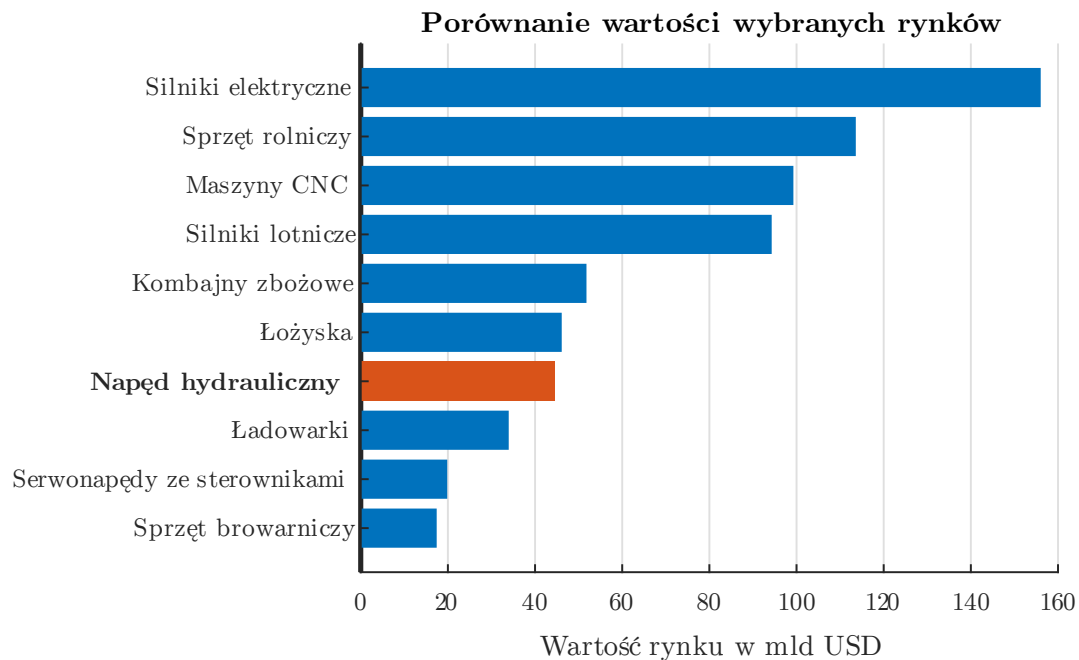


Rys. 1.1. Prognoza wartości rynku napędu hydraulicznego oraz pomp zębatach do roku 2033 [7], [8]



Rys. 1.2. Podział rynku napędu hydraulicznego według obszaru geograficznego [7]

Porównując wartość rynku napędu hydraulicznego w roku 2023 z innymi wybranymi rynkami można zauważyć, że jest on porównywalny z globalnym rynkiem łożysk lub kombajnów zbożowych [9], [10] (rysunek nr 1.3). Napęd hydrauliczny coraz częściej wypierany jest przez precyzyjne serwonapędy elektryczne, które, pomimo rosnącej popularności, w roku 2023 osiągnęły jedynie połowę wartości rynku napędu hydraulicznego [11]. Wyraźna jest dominacja rynku silników elektrycznych, którego wartość jest około 3-krotnie większa niż wartość rynku napędu hydraulicznego [12], jednak znaczenie gospodarcze rynku napędu hydraulicznego relatywnie rośnie po wzięciu pod uwagę wszechstronności zastosowania silników elektrycznych zarówno w przemyśle, jak i w sprzęcie AGD w porównaniu ze specjalistycznym zastosowaniem napędu hydraulicznego.



Rys. 1.3. Porównanie wartości wybranych rynków w roku 2023 [7], [9], [10], [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17]

1.3. Rozwój pomp zębatych

Konstrukcja pomp zębatych znacząco ewoluowała na przestrzeni ostatnich 420 lat. Około 1600 roku Johannes Kepler opatentował pierwszą jednostkę zębatą, wykorzystywaną pierwotnie do odwadniania kopalń [1], [18], [19], [20], [21], [22]. Konstrukcja, składająca się z dwóch kół zębatych, charakteryzowała się bezzaworową i samozasysającą funkcjonalnością, co sprawiało, że była odporna na różnorodne zanieczyszczenia występujące w wydobywanej wodzie szybowej. Ta cecha sprawiła, że nowatorska jednostka zębata szybko zastąpiła uciążliwe w obsłudze pompy

tłokowe. Autor rozwiązania widział jednak szersze możliwości zastosowania swojego wynalazku. Oprócz zastosowań w odwadnianiu kopalń, nie wykluczał również innych zastosowań, takich jak: usuwanie wody zęzowej na statkach, kontrolowanie przepływu w instalacjach fontann parkowych i ogrodowych, a także przetłaczanie powietrza w konstrukcjach dmuchaw i ekshaustorów. Szkic przedstawiony na rysunku nr 1.4 przedstawia z wysokim prawdopodobieństwem pompę według wynalazku Keplera.



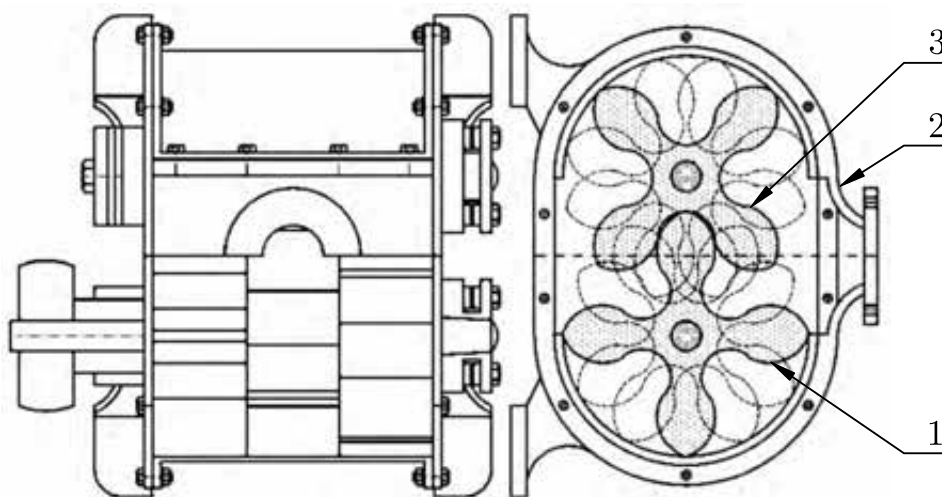
Rys. 1.4. Pompa zębata Keplera narysowana przez Wilhelma Schickarta w 1618 roku prawdopodobnie na podstawie szkiców Keplera [18]

Pierwsze doniesienia o budowie pomp zębatych pojawiają się w zapisach, takich jak: *Hilaria mathematica* (1624 r.) oraz *Recreation mathématique, composee des plusieurs problemes plaisants et facetieux* (1626 r.), które są przypisywane Jeanowi Leurechonowi [23] i zostały sporządzone w języku francuskim.

W roku 1636 Daniel Schwenter, w swoim traktacie *Deliciae mathematicae oder mathematische und philosophische Erquickstuden*, przedstawił kompletny opis działania pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym. Szczegółowy opis nie tylko obejmował zasadę działania, ale również zawierał szkic konstrukcyjny. Autor szczególnie uwagę poświęcił utrzymaniu szczelności wewnętrznej, zaznaczając, że „zęby jednego z kół atakują zęby drugiego w sposób tak dokładny, że ani powietrze, ani woda nie mogą przenikać przez kadłub ani przez obszar między współpracującymi zębami, ani też przez boki, gdyż między kołami a ściankami obudowy nie ma żadnego luzu”. Już w XVII wieku podkreślano zatem istotę odpowiednich pasowań i tolerancji wymiarowych między współpracującymi elementami [24].

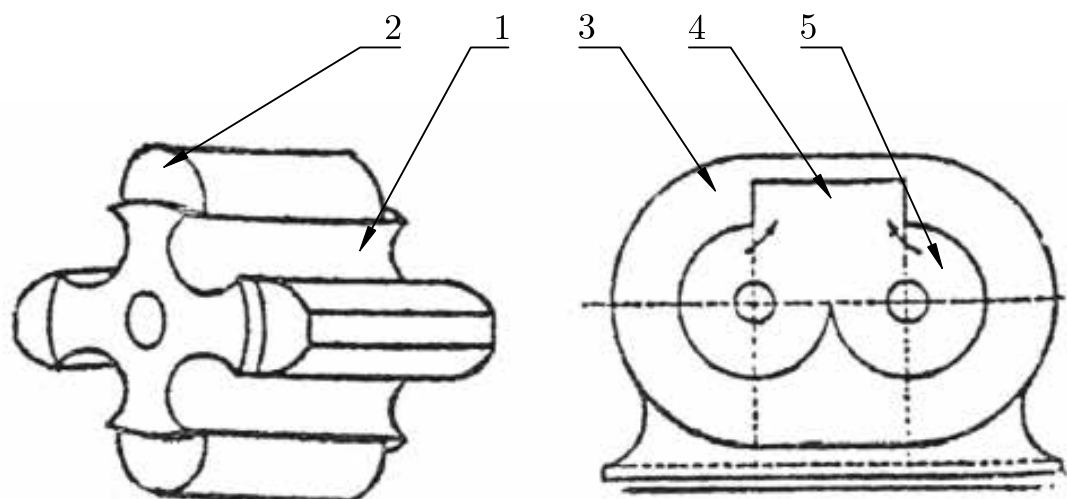
Pod koniec lat osiemdziesiątych XIX wieku pojawiły się pierwsze innowacyjne rozwiązania mające na celu zredukowanie pulsacji wydajności pomp. Pionierem

w tej dziedzinie był przedsiębiorca Ch. Hoppe [25], który jako pierwszy opracował konstrukcję pomp z kołami dzielonymi (patent D. R. P. nr 21998 z 12. lipca 1882 roku). W ramach tej konstrukcji zastosowano trzy pary kół zębatach, ustawionych pod kątem $1/3$ podziałki względem siebie. Szkic konstrukcji takiej pompy przedstawiono na rysunku nr 1.5. Według twórców patentu z 1882 roku to rozwiązanie istotnie przyczyniło się do obniżenia współczynnika nierównomierności wydajności. Ponadto, zęby kół miały charakterystyczny zarys cykloidalny.



Rys. 1.5. Pompa firmy Ch. Hoppe z dzielonymi kołami z 1882 r. [25]: 1 – dzielone koło czynne, 2 – korpus pompy, 3 – dzielone koło bierne

Ponadto, firma H. Hoppe, jako pionier w dziedzinie, dostrzegła potrzebę zapewnienia właściwego odciążenia przestrzeni zasklepionej w celu eliminacji uderzeniowych obciążeń występujących między współpracującymi parami zębów [26], [27] a także przekazywanych na łożyska przez czopy wałów. Wprowadzone nowatorskie rozwiązanie, opatentowane w Niemczech pod numerem D.R.P. nr 41526 z dnia 12.02.1887 roku, polegało na obtoczeniu głów współpracujących zębów od wierzchołka zęba do wysokości koła podziałowego (patrz rysunek nr 1.6). Nieobtroczone obszary kół były osadzone w specjalnym wytoczeniu znajdującym się w pokrywie zamykającej kadłub pompy. Nadmiar czynnika roboczego z przestrzeni zasklepionej był odprowadzany przez prostokątne wybranie umieszczone po stronie tłocznej w pokrywach. Jednakże, pomimo tego, że odciążenie częściowo spełniało swoją rolę, nie uwzględniało spadku ciśnienia w przestrzeni zasklepionej. W rezultacie w pompie występowały warunki sprzyjające zjawiskom aeracji lub kawitacji. Pierwsze zaobserwowanie i opisanie zjawiska kawitacji miało miejsce siedem lat później, w 1894 roku, przez Osborna Reynoldsa.



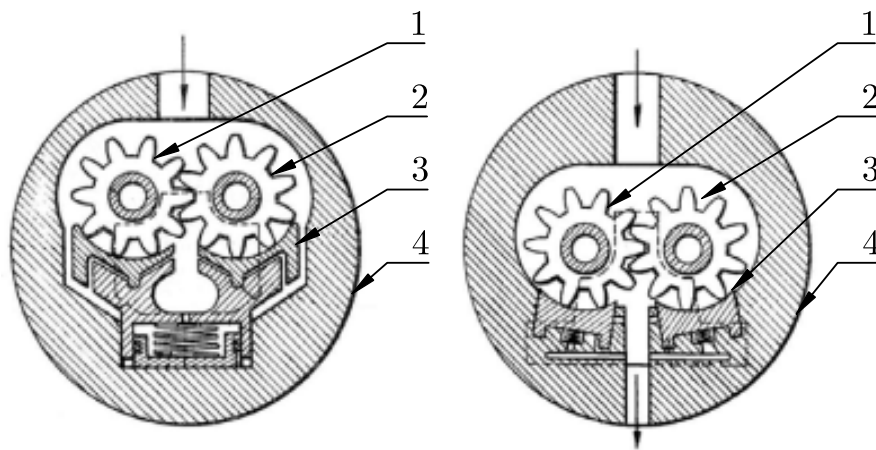
Rys. 1.6. Pompa firmy H. Hoppe z odciążeniem przestrzeni zasklepionej z 1887 r. [20], [26].
1 – koło zębate, 2 – podtoczenie w kole zębatym, 3 – pokrywa pompy, 4 – kanał odciążający przestrzeń zasklepioną, 5 – podtoczenie w pokrywie pompy

Możliwość masowego wytwarzania kół zębatach stała się dostępna w połowie XIX wieku, a kluczowym wydarzeniem było opracowanie w 1830 roku przez Josepha Whitwortha sprawdzianu do gwintu. Ten wynalazek miał bezpośredni wpływ na rozwój precyzyjnych metod produkcji kół zębatach, prowadząc do znacznego zmniejszenia odchyłek wykonawczych i tolerancji. Wraz z postępem technologii produkcji zauważono, że luzy obwodowe mają znacznie mniejszy wpływ na straty wolumetryczne niż luzy osiowe.

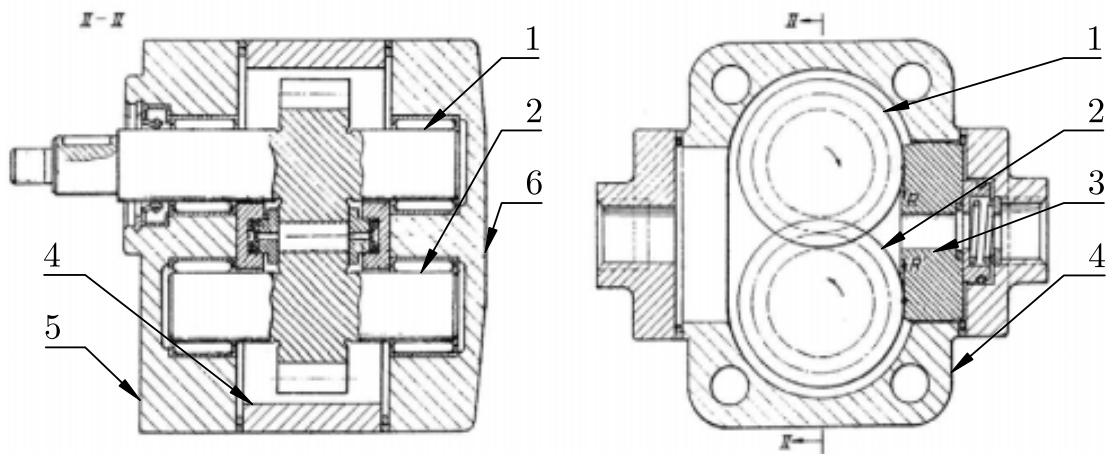
Mimo, że w XIX wieku nie wprowadzono żadnych metod kompensacji luzów, osiągnięte postępy pozwoliły na pracę jednostek zębatach przy ciśnieniach sięgających 0,2 MPa pod koniec tego stulecia, a natężenia przepływu dochodziły do kilkuset dm^3/min . W tamtym okresie pompy zębatach wykorzystywano głównie do transportu płynów, natomiast jednostki o niższych wydajnościach sporadycznie znajdowały zastosowanie w układach smarowania.

Rzeczywista, przełomowa zmiana w zastosowaniach hydraulicznych jednostek zębatach nastąpiła w 1936 roku, gdy firma Roth-Lauck wprowadziła konstrukcję z kompensacją luzów osiowych. To wydarzenie poszerzyło zakres zastosowań pomp zębatach, a rozwój podstaw projektowych przyspieszył pojawienie się pierwszych zależności empirycznych i teoretycznych definiujących wydajność, takie jak te opracowane przez Ammana [28], Falca, Zassa, Thomyego, a nieco później przez Judina [29] oraz Gutbroda [30].

W roku 1966 firma Otto Eckerle zgłosiła w Urzędzie Patentowym Stanów Zjednoczonych prekursorski patent, prezentujący innowacyjną koncepcję pompy z kompensacją luzów promieniowych dla jednostek o zazębieniu zewnętrznym (patent nr US3472170) [31], co było wyjątkowe w tamtych czasach (rys. 1.8). Rok później G. L. Niell, J. E. Cygnor i J. G. Sundberg złożyli zgłoszenia do urzędu patentowego, przedstawiając w jednym dokumencie (patent nr US3437048) [32] pięć różnych rozwiązań konstrukcyjnych kompensujących luzy promieniowe. Dwa z tych rozwiązań zostały zobrazowane na rys. 1.7.



Rys. 1.7. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym z kompensacją luzów promieniowych wg patentu nr US3437048 firmy Attorney z 1967 r. [32]. 1 – koło czynne, 2 – koło bierne, 3 – element kompensujący mechanicznie luzy promieniowe, 4 – korpus pompy

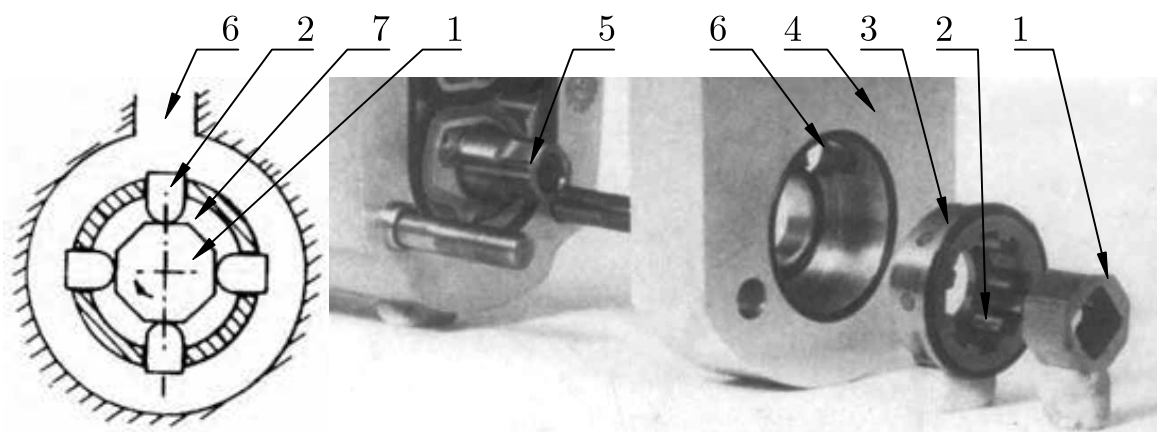


Rys. 1.8. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym z kompensacją luzów promieniowych wg patentu nr US3472170 firmy Otto Eckerle z 1966 r. [31]. 1 – koło czynne, 2 – koło bierne, 3 – element kompensujący mechanicznie luzy promieniowe, 4 – korpus pompy, 5 – płyta, 6 – pokrywa

Firma Otto Eckerle odegrała kluczową rolę jako pionier w implementacji koncepcji kompensacji luzów promieniowych. W ciągu jednego dziesięciolecia

opatentowała blisko dziesięć różnych koncepcji, które znalazły zastosowanie zarówno w pompach o zazębieniu zewnętrznym, jak i wewnętrznym. Przykładowe patenty obejmują: US3525581 (1968 r.) [33], USRE27901 [34] oraz USRE27904 (1968 r.) [35], US3779674 (1971 r.) [36], US3912427 (1974 r.) [37], US4132514 (1977 r.) [38]. Wraz z upływem lat, również inne firmy, takie jak Bosch (patent nr US3995975 z 1975 r.) [39] oraz Tyrone Hydraulics (patent nr US4266915 [40] oraz WO8101315 z 1979 r. [41], US4336005 z 1980 r. [42]), wprowadziły swoje innowacyjne rozwiązania. Dzięki implementacji nowych metod kompensacji luzów osiągnięto znaczne zwiększenie sprawności wolumetrycznej pomp powyżej dziewięćdziesięciu procent oraz podniesiono ciśnienia robocze do 24 MPa.

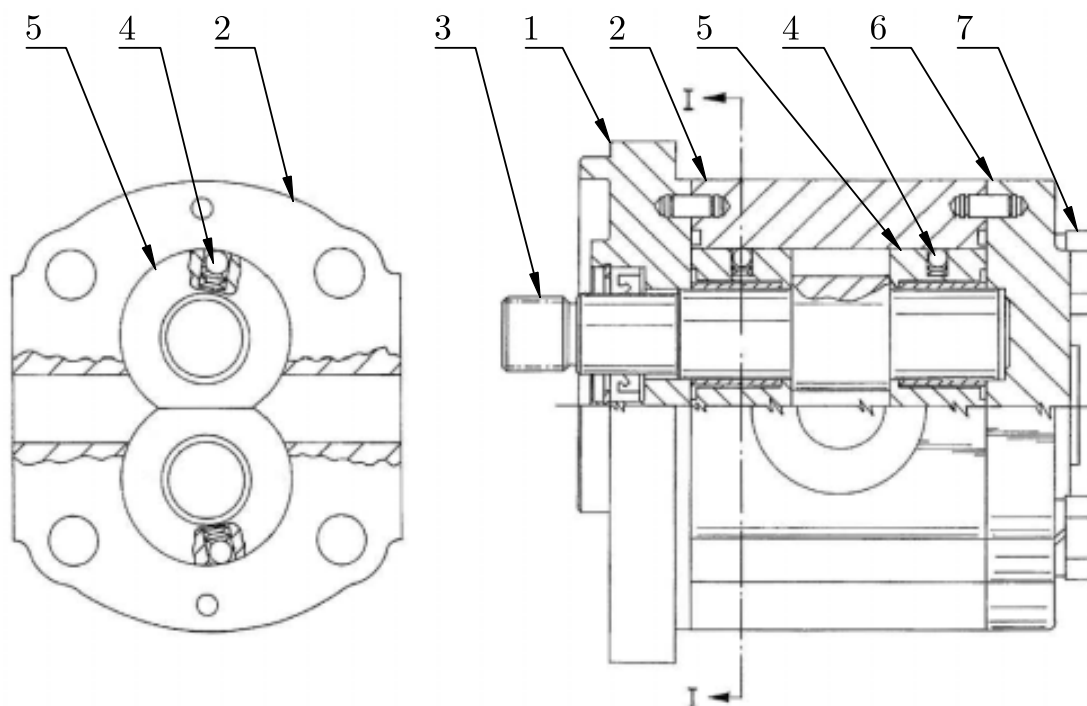
W roku 1981 związana z lotnictwem firma Dowty Group Services Ltd. złożyła wniosek patentowy na pompę zębatą wyposażoną w dodatkowy mechanizm aktywnie redukujący pulsację wydajności pompy [43], [44]. W tym celu do jednego z kół konwencjonalnej pompy zębatej dołączono niewielki mechanizm generujący pulsację w przeciwfazie pulsacji pochodzącej od kół zębatych. Mechanizm działania urządzenia redukującego pulsację oparto na kilku niewielkich tłoczkach współpracujących promieniowo z wielogarną krzywką osadzoną na jednym z czopów koła zębatego. Opracowane rozwiązanie pozwoliło na niemalże całkowite zredukowanie pulsacji ciśnienia dla pierwszych czterech składowych częstotliwości ciśnienia [45]. Szkic oraz zdjęcie rozwiązania przedstawiono na rysunku nr 1.9.



Rys. 1.9. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym z krzywkowym mechanizmem redukującym pulsację ciśnienia firmy Dowty Group Services Ltd. [45]. 1 – krzywka, 2 – tłoczek, 3 – obudowa tłoczków, 4 – dodatkowy korpus, 5 – czop koła zębatego zakończony zabierakiem, 6 – kanał do komory tłocznej pompy 7 – przestrzeń połączona do komory ssącej pompy

W latach dziewięćdziesiątych XX wieku pojawiły się na rynku generatory osiągające ciśnienia sięgające nawet 32 MPa, a dodatkowo wprowadzono rozwiązania charakteryzujące się tzw. zerowym luzem bocznym [46], [47], [48]. W przypadku tych

innowacyjnych rozwiązań osie kół zębatach są łożyskowane z precyzyjnie określonym luzem, a dodatkowo obciąża się je siłą promieniową, oddziałującą na podzielone korpusy łożysk. Przykładem takiego podejścia może być konstrukcja pompy typu Silence firmy Bosch-Rexroth lub typu Whisper firmy Casappa (rys. 1.10), opatentowana w Stanach Zjednoczonych pod numerem US5624251 oraz w Europie pod numerem EP0692633.

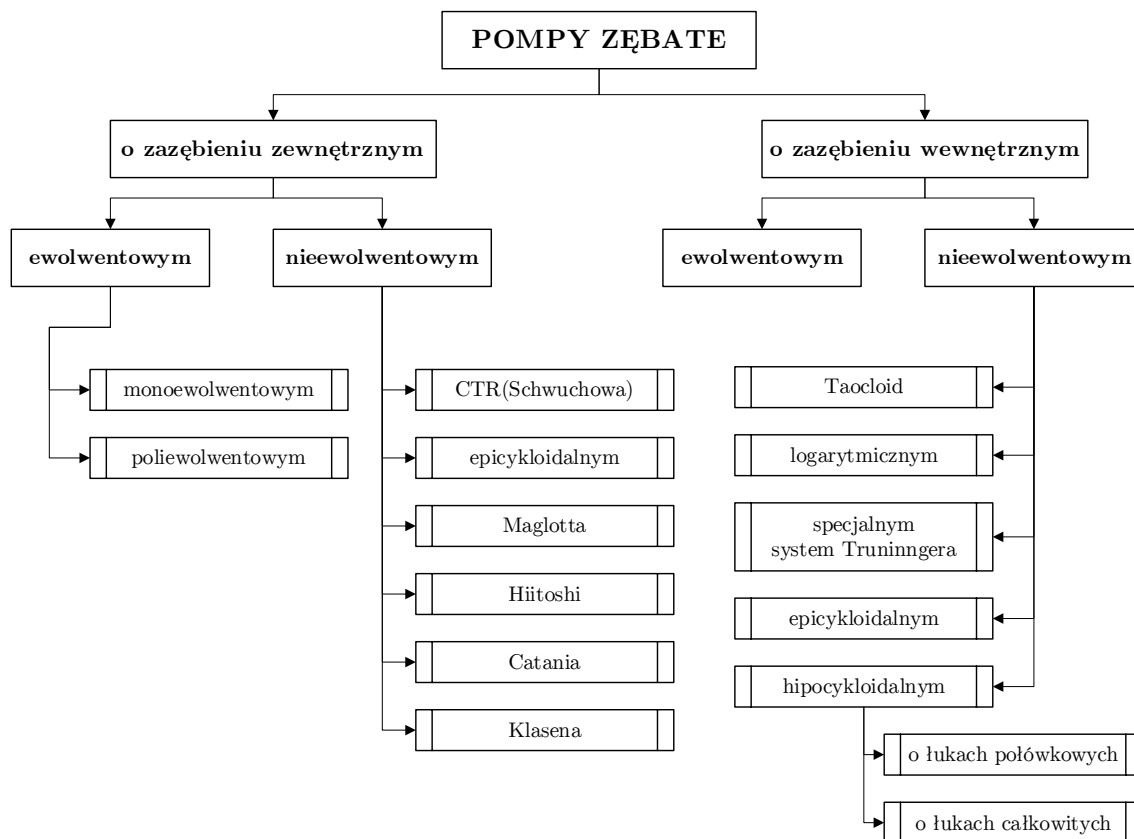


Rys. 1.10. Pompa zębata z zerowym luzem bocznym wg patentu nr US5624251 firmy Casappa z 1997 r. [49]. 1 – płyta, 2 – korpus, 3 – koło zębate czynne, 4 – element kompensujący mechanicznie luzy promieniowe, 5 – korpus łożyska ślizgowego, 6 – pokrywa, 7 – śruby

Zastosowanie rozwiązań charakteryzujących się zerowym luzem bocznym pozwoliło na obniżenie pulsacji wydajności nawet o 75 %, co za tym idzie, znacznie zmniejszono również emitowany hałas do otoczenia w porównaniu do tradycyjnych jednostek z luzem bocznym. Warto zaznaczyć, że jednostki zębata o zerowym luzie bocznym początkowo były oparte głównie na kołach z zębami prostymi.

Przełom między XX a XXI wiekiem to kontynuacja prób redukcji pulsacji wydajności poprzez odpowiednie ukształtowanie zarysu uzębienia. Modyfikacje obejmowały zarówno zarys ewolwentowy [20], [50], [51], [52], [53], [54], [55], [56], [57], jak i nieewolwentowy [20], [47], [58], [59], [60], co pozwoliło uzyskać łagodniejszy przebieg wydajności chwilowej. W grupie pomp charakteryzujących się zarysem nieewolwentowym można wyróżnić pompy o zazębieniu: Taocloid, cykloidalnym, typu CRT, hipocykloidalnym, logarytmicznym oraz specjalnymi konstrukcjami,

takimi jak: Truninger, Maglotta, Hitoshi, Catania i Klassen. Pompy z zazębieniem o kołowo-łukowych zarysach zębów, takie jak Wildhabera-Novikowa oraz VBB – „Vickers-Bstock-Bramley”, nie znalazły dotychczas zastosowania w komercyjnych konstrukcjach pomp. Systematykę pomp zębatych ze względu na typ zazębienia i zarys zęba przedstawiono na rysunku nr 1.11.

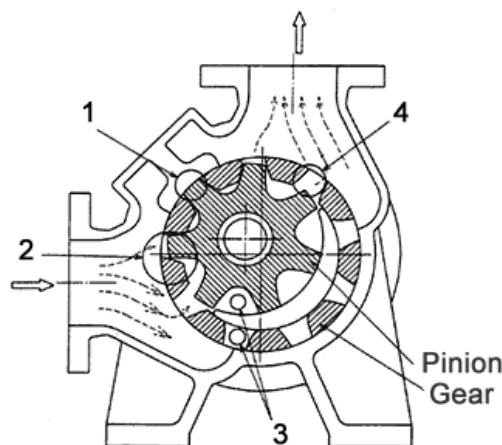


Rys. 1.11. Systematyka pomp zębatych ze względu na zarys zęba [21]

W produkcji seryjnej pomp zębatych o zazębieniu wewnętrznym szerokie zastosowanie znalazł zarys Truningera, który charakteryzuje się bardzo niewielką krzywizną zarysu zęba. Zęby tego typu przypominają kształtem trapez, co skutkuje ograniczeniem przestrzeni zasklepionej w obszarze dwuparowego przyporu współpracujących kół zębatych. To rozwiązanie zostało opatentowane w Szwajcarii i Niemczech [61].

Koła zębate o zarysie typu Taocloid (rys. 1.12), opatentowane w Japonii pod numerem JP2845174, zostały wprowadzone przez Daido Machinery Corporation do jednostek o zazębieniu wewnętrznym. Charakteryzują się one kształtem zębów zbliżonym do trapezu, przypominającym zarys Truningera. Według producenta, opatentowana konstrukcja cechuje się większą sprawnością, co przekłada się na

mniej energii, mniejszą emisję hałasu do otoczenia, mniejsze drgania, wyższy współczynnik $\frac{q}{V}$ oraz wysoką zdolność samozasysania.



Rys. 1.12. Pompa z zarysem Taocloid wg patentu japońskiego nr JP 2845174 [62]. 1 – kanał ułatwiający wypływ, 2, 3, 4 – kanały ułatwiające napływ czynnika roboczego

W przypadku pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym, szczególną uwagę warto zwrócić na zarys cykloidalny oraz zarys typu CRT. Zazębienie cykloidalne cechuje się współpracą wklęsłej powierzchni zęba jednego koła z wypukłą powierzchnią drugiego, co przekłada się na duże pole dolegania, małe naciski powierzchniowe, nieduże poślizgi, małe zużycie zębów oraz dużą sprawność zazębienia. Jednakże, wadami tego zazębienia są: konieczność zachowania stałej odległości osi, powstawanie dodatkowych obciążeń dynamicznych z powodu zmienności kierunku i wartości sił międzyzębnych oraz konieczność obróbki zębów metodami kształtowymi, co może prowadzić do mniejszej dokładności i wymagać rozbudowanego asortymentu narzędzi i oprzyrządowania.

Zazębienie cykloidalne w pompach o zazębieniu zewnętrznym spotyka się stosunkowo rzadko z uwagi na liczne wady opisane wcześniej. Jest ono preferowane jedynie w jednostkach o niewielkim obciążeniu i niskich prędkościach obrotowych. We współczesnych konstrukcjach dominują koła o zarysie ewolwentowym [19], [63], [64], [65], [66], [67]. Do zalet zarysu ewolwentowego z pewnością należą:

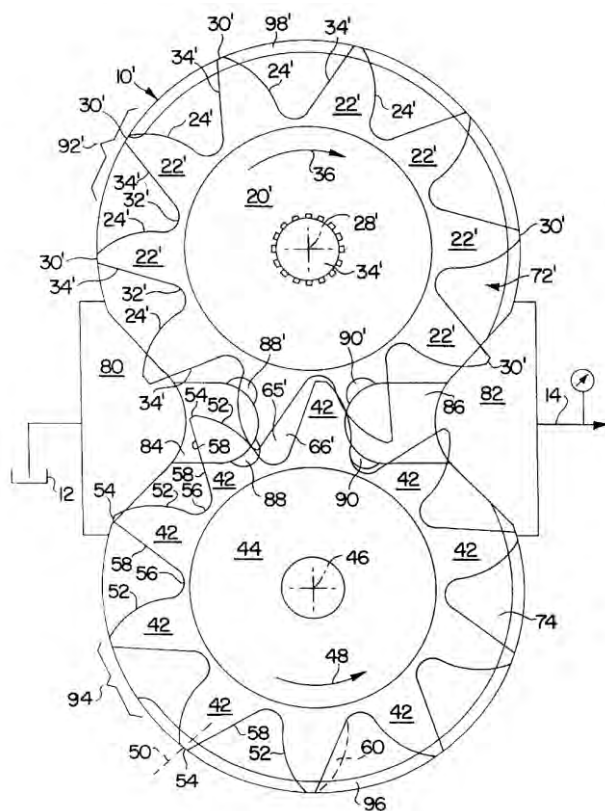
- Odporność na zmianę rozstawu osi kół współpracujących, gdyż zarys głowy i stopy zęba tworzy jedną krzywą.
- Możliwość obróbki z wysoką dokładnością narzędziami uniwersalnymi, co pozwala na obróbkę kół o różnych liczbach zębów.
- Stałe obciążenie i brak dodatkowych drgań dzięki niezmienności kierunku sił międzyzębnych.

- Łatwy pomiar uzębienia, w tym podziałki, grubości zęba itp.
- Relatywnie wysoka sprawność zazębienia, tylko nieznacznie niższa niż w przypadku zarysu cykloidalnego.

Wśród wad zazębienia ewolwentowego można wymienić:

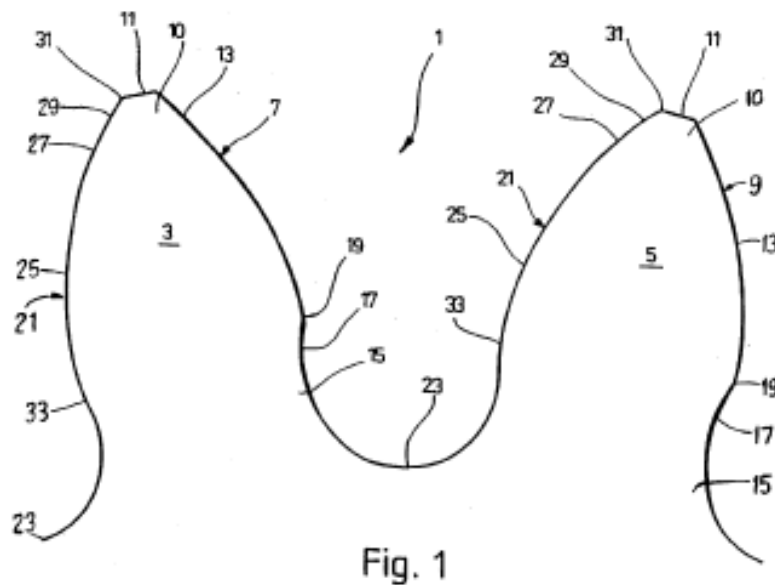
- Wysokie naciski powierzchniowe między współpracującymi zębami wynikające z wypukłego kształtu obu zębów.
- Większe poślizgi, co skutkuje nieznacznym zmniejszeniem sprawności w porównaniu z zarysem cykloidalnym.

Pomimo powyższych wad jednostki o zarysie ewolwentowym stanowią ponad dziewięćdziesiąt procent wszystkich produkowanych pomp o zazębieniu zewnętrznym. Podejmowane są różne próby modyfikacji konwencjonalnego zarysu, m.in. wprowadzenie zarysów asymetrycznych, jak przedstawiono w przykładowym patencie amerykańskim US6123533. W tej konstrukcji co najmniej jedno z kół posiada zęby o profilu asymetrycznym, z płaskimi powierzchniami nieroboczymi (rys 1.13 pozycje: 58 i 34'), co tworzy duży luz w strefie przywierania zapobiegając powstawaniu zjawiska aeracji. Dzięki temu skutecznie eliminuje się tworzenie pęcherzy gazowych przy dużych prędkościach kół prowadzących do przedwczesnych uszkodzeń na powierzchni zębów.



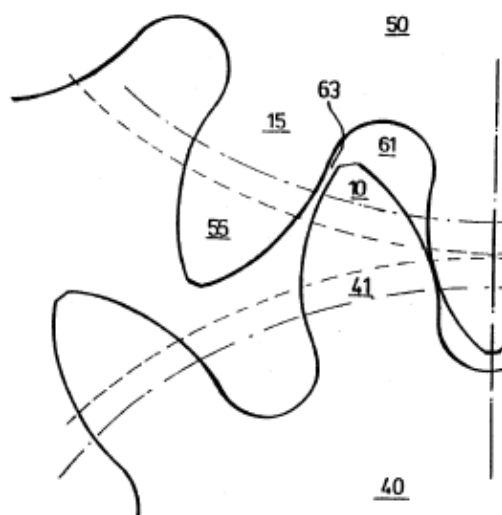
Rys. 1.13. Zarys asymetryczny według patent nr US6123533 [68]

W ostatnich latach pojawiły się innowacyjne rozwiązania oparte na wykorzystaniu kół zębatach o zarysie dwuewolwentowym, który obejmuje ewolwentę standardową i wydłużoną. Takie rozwiązania były przedmiotem badań prowadzonych we wcześniejszych projektach na Politechnice Wrocławskiej [19], [20], [21], [50], [51], [56], [57], [63], a także zostały przedstawione w patencie dotyczącym niesymetrycznej korekty zarysu w obszarze stopy zęba autorstwa Horsta Weidhassa (patent nr US5454702). Wprowadzona asymetria w zarysie polega na selektywnej obróbce materiału w obszarze stopy zęba, skutkując wzrostem wydajności pompy wynikającym ze zwiększenia przestrzeni międzyzębnej. Dodatkowo, zmniejszone zostało tarcie międzyzębne, co przekłada się na wydłużenie trwałości współpracujących kół. Odpowiednie ukształtowanie stopy zęba ogranicza również tworzenie się przestrzeni zasklepionej, pozytywnie wpływając na redukcję hałasu i pulsacji ciśnienia. Na rysunku 1.14 obszary oznaczone numerem 17 wskazują miejsca, w których materiał został usunięty.



Rys. 1.14. Szkic modyfikacji zarysu zęba według patentu nr US5454702, numerem 17 oznaczono miejsce wybrania materiału [69]

Na rysunku 1.15, pod numerem 63, wskazane jest miejsce, w którym przed modyfikacją zarysu dochodziło do kontaktu, co skutkowało powstawaniem sił tarcia pomiędzy współpracującymi zębami oraz tworzeniem się przestrzeni zasklepionej.



Rys. 1.15. Mechanizm współpracy zębów według patentu nr US5454702 [69]

Fig. 8A

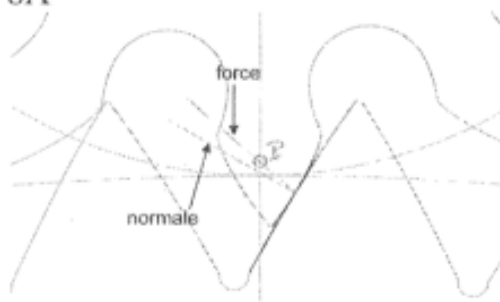


Fig. 8B

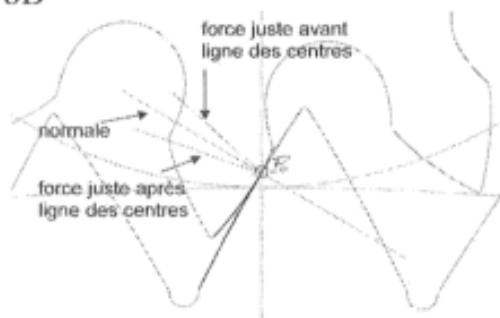
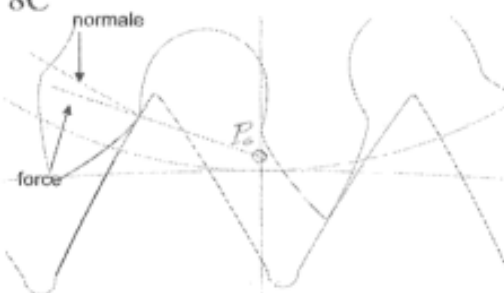


Fig. 8C

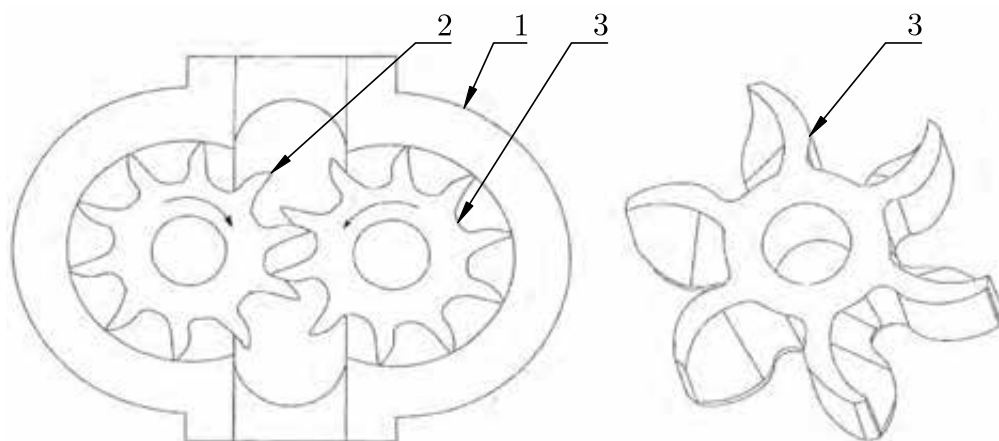


Rys. 1.16. Dwuwolwentowy zarys zęba według EP2453321 [70]

Jednym z innowacyjnych rozwiązań wykorzystujących zarys dwuewolwentowy jest patent nr EP2453321, zgłoszony w 2010 roku przez Jean-Luc Helfera. Głównym celem konstruktora było utrzymanie stałego momentu zginającego przez cały cykl styku. Zęby posiadają ewolwentowy zarys kończący się zaokrągleniem w stopie. Kluczową ideą tego rozwiązania jest stworzenie zarysów, które utrzymują siłę oddziałującą na ząb na stałym poziomie w każdej fazie współpracy. Na rysunku 1.16 przedstawiono różne etapy współpracy kół wraz z kierunkiem działania wektorów sił powstających podczas zazębienia. Z analizy wykresów wynika, że wektory sił przecinają punkt środkowy P_0 w tym samym miejscu, co utrzymuje stały moment obrotowy.

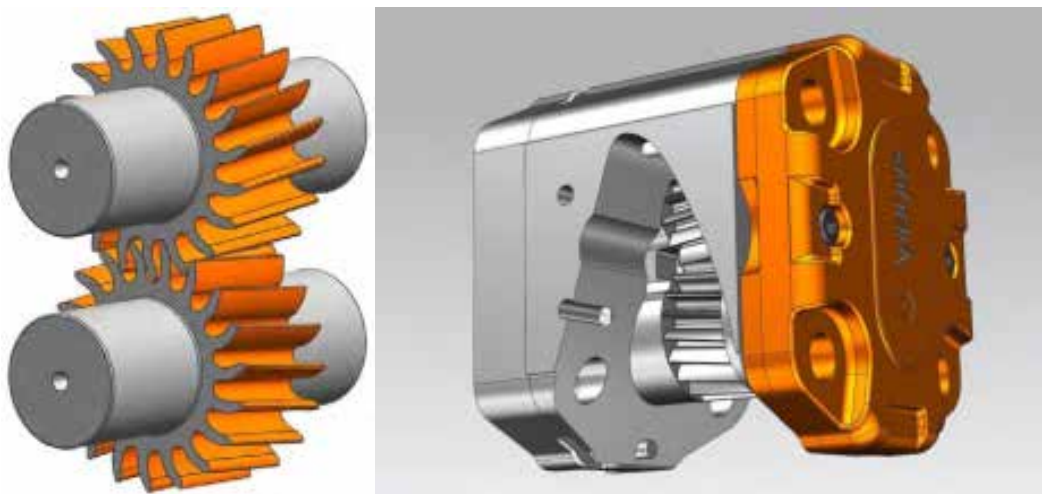
W ostatniej dekadzie obserwuje się coraz więcej prób badań i produkcji pomp o specjalnych zarysach, dedykowanych wyłącznie do zastosowań w jednostkach zębatych. Główną motywacją jest dążenie do uzyskania doskonalszych właściwości hydraulicznych i akustycznych. W grupie zarysów specjalnych wyróżniamy pompy o zarysie Maglotta (zgodnie z patentem US2159744) [71], Hitosi (zgodnie z patentami US3164099 i US3209611) [72], [73], Catania (zgodnie z patentem EP2352921) [74], Klassena (zgodnie z patentem US8118579) [75], CRT (opisane w pracach Schwuchowa [58], [60]) oraz zarysie Truningera (patent nr DE1653912) [61].

Zarys Klassena charakteryzuje się sierpowatym kształtem zarówno koła czynnego, jak i biernego (rys. 1.17). Poprzez takie ukształtowanie kół zębatych osiągnięto znaczne zwiększenie objętości przestrzeni zasklepionej, co korzystnie wpływa na obniżenie współczynnika jej kompresji. Według autora wynalazku zastosowanie tego rozwiązania prowadzi do redukcji turbulencji, wibracji oraz hałasu emitowanego do otoczenia. Ponadto, dzięki zmniejszeniu zużycia powierzchni zębów, trwałość konstrukcji uległa znacznej poprawie.



Rys. 1.17. Zastosowanie zarysu Klassena w pompie zębatej o zazębieniu zewnętrznym wg patentu US8118579 [75]. 1 – korpus pompy, 2 – koło zębate czynne, 3 – koło zębate bierne.

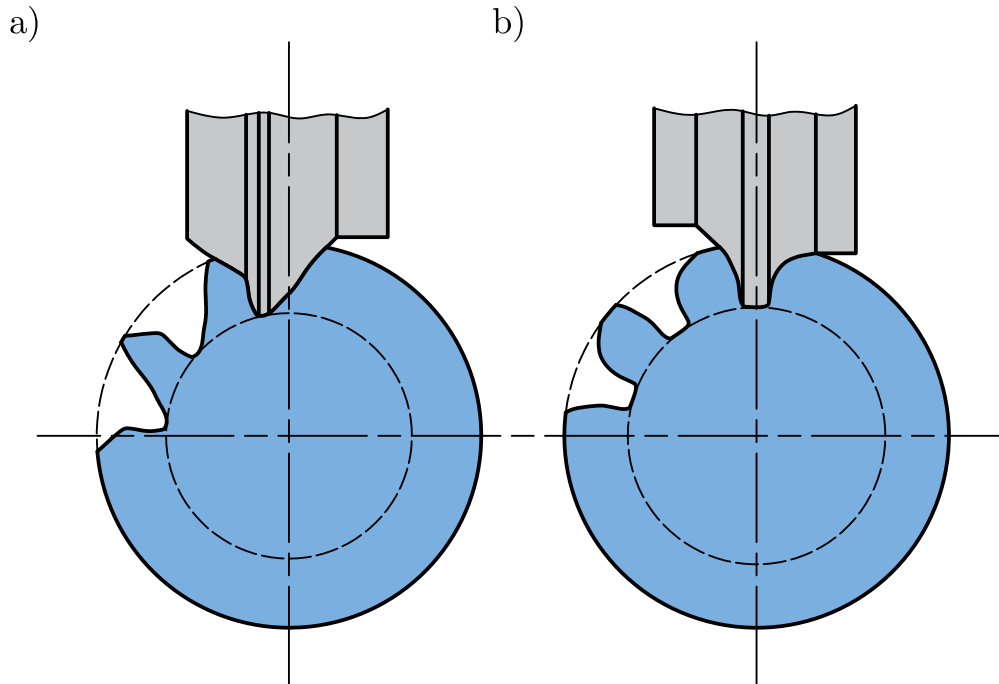
Podobną cechę kształtu zarysu zastosowano w kołach zębatych pompy typu Shhark[®] produkowanej przez firmę Turolla, którą przedstawiono na rysunku nr 1.18. W tej konstrukcji zdecydowano się na podwojenie liczby zębów i specjalne ich wyprofilowanie. Takie rozwiązanie znacząco zmniejszyło amplitudę pulsacji ciśnienia (o około 75 %) przy jednoczesnym wzroście wydajności. Nowa konstrukcja charakteryzuje się niższym poziomem hałasu o blisko 4 dB(A) w porównaniu z klasycznymi pompami zębatymi.



Rys. 1.18. Pompa serii Shhark[®] firmy Turolla, w której zastosowano asymetryczny zarys zęba

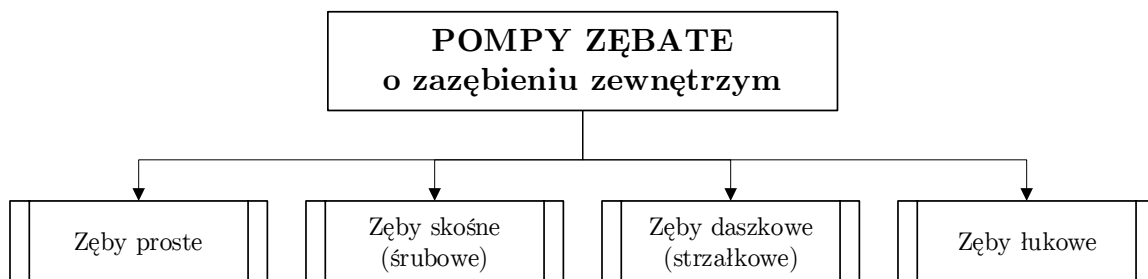
Nazwa zazębienia typu CRT pochodzi od angielskiego skrótu "*Changing Transmission Ratio*" (zmieniający się stosunek przełożenia). Wymiary geometryczne zazębienia zostały opracowane na Uniwersytecie w Stuttgarcie [60], [76]. Niski współczynnik pulsacji wydajności na poziomie 3 % to jedna z głównych zalet tej konstrukcji. Jednakże złożony kształt zarysu zęba wiąże się z trudnościami wykonawczymi [58] oraz wymaga użycia szerokiego asortymentu narzędzi

i oprzyrządowania, co skutkuje brakiem zastosowania tego zarysu w produkcji seryjnej. Schemat metody nacinania zarysu CRT przedstawiono na rysunku nr 1.19.



Rys. 1.19. Schemat nacinania kół zębatach typu CRT frezem tarczowym.

a) koło czynne, b) koło bierne



Rys. 1.20. Systematyka pomp zębatach o zazębieniu zewnętrznym ze względu na linię zęba [21]

W pompach o zazębieniu zewnętrznym (rys. 1.20) zazwyczaj dominują koła z zębami prostymi. Coraz częściej stosowane są również koła zębate o zębach skośnych ewolwentowych, które początkowo znalazły zastosowanie w układach niskociśnieniowych np. w układach smarowania [77]. W takich pompach niewielkie pochYLENIE linii zęba w bardzo małym stopniu wpływa na redukcję pulsacji wydajności [21], jednakże we wspomnianych układach niskociśnieniowych, gdzie pulsacja ciśnienia nie jest dominującym źródłem hałasu, zastosowanie zębów skośnych pozwala na wyciszenie pracy samego zazębienia [66], [78]. Obecnie dostępne są na rynku pompy zębate z zazębieniem ewolwentowym skośnym, takie jak:

Bosch-Rexroth Silence, Cassappa XHP. Konstrukcje z zębami skośnymi były również rozwijane w ramach prac własnych prowadzonych przy projekcie wdrożeniowym. Aktualnie opracowane w jego ramach pompy serii PC są produkowane przez firmę Hydrotor SA. W ostatnich latach pompy z zębami skośnymi stały się również przedmiotem licznych badań, koncentrujących się głównie na modelowaniu i analizie pulsacji wydajności [79], [80], [81], [82], [83], [84].

W ostatnich dwóch dekadach swój renesans przeżywa rozwiązanie zapoczątkowane przez Maglotta wg patentu nr US2159744A za sprawą pojawienia się komercyjnie dostępnych pomp, takich jak: Settima Continuum[®], Turolla Shhark[®]Continuum[®], Bosch-Rexroth Silence Plus, Marzocchi Pompe Elika[®] oraz Shimadzu (wg patentu WO2006090495) [85]. Wszystkie te rozwiązania wyróżniają się tym, że zęby współpracujących śrubowych kół zębatych nie tworzą przestrzeni zasklepionej, a punkt styku pomiędzy nimi, w dowolnym przekroju czołowym, istnieje bez przerwy i przemieszczając się w trakcie pracy tworzy krzywą zamkniętą. Właśnie z tego powodu w literaturze często pompy te są określane w wolnym tłumaczeniu jako „pompy zębate o kontakcie ciągłym” („Continuous contact gear pump”, a w nowszych publikacjach „Continuous contact helical gear pump”, w skrócie CCHGP). Więcej o rozwoju i badaniach w tej grupie pomp przedstawiono w rozdziale 1.4.

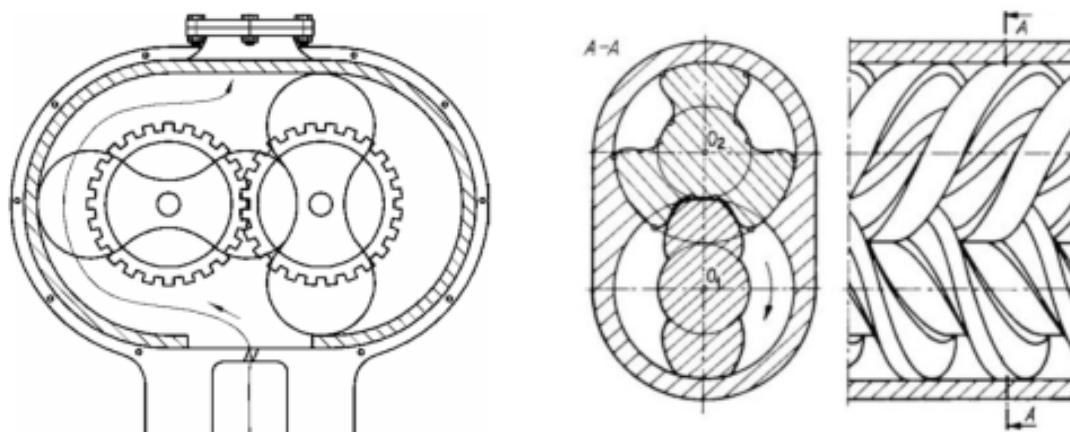
Obserwowany rozwój konstrukcji jednostek zębatych obecnie skupiony jest głównie wokół dwóch kierunków. Pierwszym, mającym na celu ociąganie coraz wyższych ciśnień roboczych, a w rezultacie miniaturyzację i zwiększanie sprawności całych układów hydraulicznych, oraz drugim, podążającym w stronę redukcji pulsacji wydajności, która, zbyt wysoka, może negatywnie wpływać na pracę elementów sterujących, generować drgania i zwiększać hałaśliwość maszyn i urządzeń z napędem hydrostatycznym. Współczynnik nierównomierności wydajności, wyznaczany zgodnie z zależnością (4.41) opisaną w dalszej części pracy, dla komercyjnie dostępnych jednostek zębatych o zazębieniu zewnętrznym zawiera się w zakresie 14–30 %. Pompy zębate charakteryzują się jednym z najwyższych wskaźników pulsacji wydajności w porównaniu z innymi rodzajami pomp wyporowych. Efektywne i skuteczne zmniejszenie pulsacji wydajności, poza szeroko opisanymi modyfikacjami konstrukcji pomp, można osiągnąć również poprzez zastosowanie biernych oraz czynnych tłumików, które łagodzą przebieg funkcji wydajności chwilowej i redukują amplitudę pulsacji przekazywanej do dalszej części układu hydraulicznego [86]. Pulsacja ciśnienia w układach hydraulicznych, poza pulsacją wydajności, może wynikać również z drgań mechanicznych działających na różne elementy układu hydraulicznego, a zwłaszcza oddziałujące na zawory sterujące [87], [88]. Zagadnienie

pulsacji wydajności, ciśnienia oraz metody ich tłumienia są na tyle istotne, że praktycznie każdy podręcznik poświęcony projektowaniu układów hydraulicznych porusza tematykę związaną z pulsacją wydajności pomp wyporowych [89], [90], [91], [92].

Współczesne prace badawcze nie ograniczają się jedynie do rozwoju konstrukcji elementów hydraulicznych, ale, dzięki postępowi techniki w zakresie układów sterowania, prowadzone są również prace w zakresie rozwoju i implementacji zaawansowanych układów sterowania pompami [93] oraz całymi układami [94] mając na celu przede wszystkim poprawę parametrów dynamicznych przy jednoczesnym wzroście efektywności energetycznej.

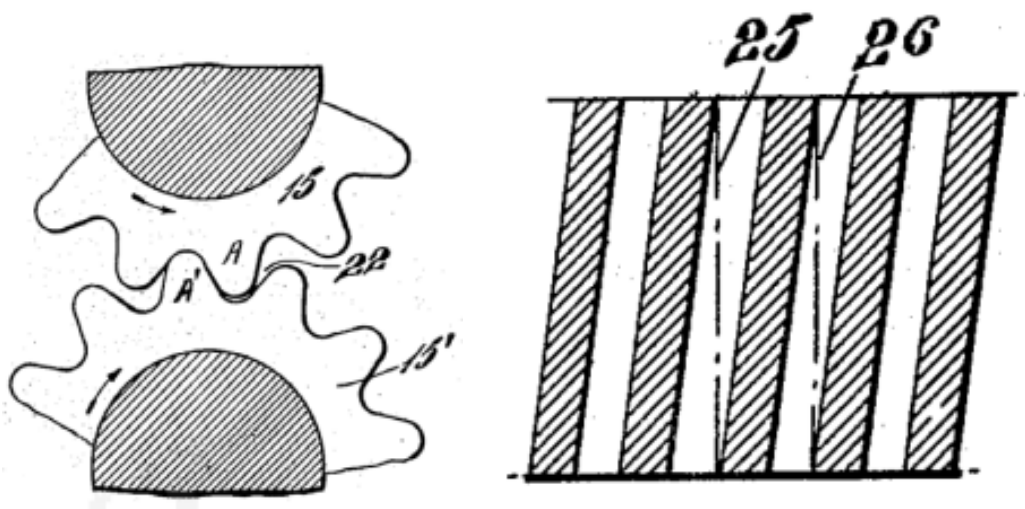
1.4. Przegląd badań dotyczących pomp z zarysem o kontakcie ciągłym (CCHGP)

Pompy zębate cechujące się ciągłym (nieprzerwanym) kontaktem pomiędzy współpracującymi kołami zębatymi stanowią grupę maszyn hydraulicznych będących czymś pomiędzy dmuchawami Roots'a, a pompami śrubowymi. W dmuchawach Roots'a wirujące tłoki, zazwyczaj dwu- lub trzyskrzydłowe, synchronizowane są zewnętrzną przekładnią zębatą ze względu na brak możliwości przeniesienia momentu przez zarys wirujących tłoków. Tłoki jednak w trakcie obrotu mają zawsze jeden ciągły punkt styku w przekroju czołowym w celu zapewnienia szczelnego oddzielenia przestrzeni ssawnej od tłocznej. W pompach śrubowych natomiast stosuje się rotory, których profil śrubowy tworzy minimum jeden pełny zwój znajdujący się w korpusie cylindrycznym, natomiast często, w celu uzyskania wyższych ciśnień, stosuje się większą liczbę zwojów (czynna długość śruby jest wtedy kilkakrotnie dłuższa od skoku linii śrubowej) [95]. W pompach śrubowych zasada przetłaczania czynnika roboczego przebiega jednak nieco inaczej niż w dmuchawach Roots'a i pompach zębatych, gdyż przetłaczanie następuje wzdłuż osi wirujących śrub, a nie w poprzek. Warto tutaj zaznaczyć, że w większości konstrukcji pomp śrubowych nie ma konieczności stosowania zewnętrznej przekładni synchronizującej śruby.



Rys. 1.21. Przykłady konstrukcji: dmuchawy Rootsa z widoczną przekładnią synchronizującą wirujące tłoki (po lewej) oraz pompy śrubowej z dwiema śrubami (po prawej) [59], [95]

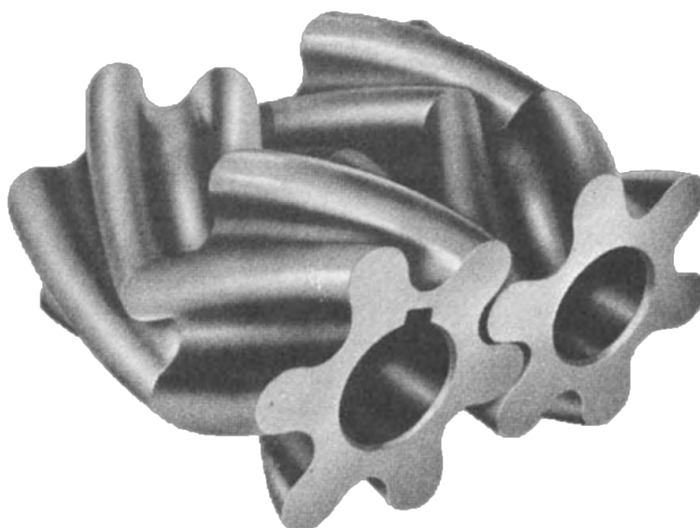
Pierwszą konstrukcją, którą można zaliczyć do grupy pomp zębatych o kontakcie ciągłym, jest pompa z zarysem Maglotta zgłoszona w urzędzie patentowym Stanów Zjednoczonych w 1936 roku. Śrubowe koła zębate opisane w zgłoszeniu przedstawiono na rysunku nr 1.22. Zgodnie z zastrzeżeniami patentowymi [71] profil kół zębatych w przekroju czołowym składa się z fragmentów ewolwenty odpowiedzialnych za przenoszenie momentu z koła czynnego na koło bierne oraz fragmentów łuków w obszarach wierzchołka i dna zęba, w celu wyeliminowania przestrzeni za-
sklepionej. Długość wieńca dobrana jest tak, aby przesunięcie zarysu czołowego pomiędzy początkiem a końcem wieńca wynosiło dokładnie połowę podziałki czołowej. Warunki przyjęte przez Maglotta dawały czołowa liczbę przyporu równą 0,5 oraz poskokową liczbę przyporu również równą 0,5, co w rezultacie daje warunek wystarczający do właściwego przenoszenia momentu z koła czynnego na koło bierne. Maglott w swoim zgłoszeniu, poza krótką wzmianką o redukcji pulsacji wydajności, nie przedstawia żadnej analizy tego zagadnienia.



Rys. 1.22. Zazębienie wg patentu Maglotta (US97970A) [71]

W roku 1962 Hitosi złożył zgłoszenie patentowe (US3164099A) [72], w którym profil zęba jest niemal identyczny jak profil Maglotta, jednakże dostrzega on, że dla pompy, w której przesunięcie zarysu w przekroju czołowym pomiędzy początkiem a końcem wieńca wynosi wielokrotność połowy podziałki, teoretyczna pulsacja wydajności całkowicie ustaje. Co więcej, wskazuje również, że dla przesunięcia zarysów o całkowitą wielokrotność podziałki ustaje również pulsacja momentu przenoszono-ego poprzez zazębienie.

Togachi i Iyo [96] w 1973 roku zaprezentowali w swojej pracy metodę projektowania zarysu oraz badania pompy z kołami zębatymi Shimacloid (rysunek nr 1.23) produkowanej przez Shimadzu Machine Manufactory. Opracowany zarys powstał poprzez nacinanie zębów profilem powstałym z połączenia fragmentu sinusa z fragmentami okręgu. Zakres badań przedstawiony w pracy ogranicza się jedynie do podstawowych badań hydraulicznych oraz pulsacji ciśnienia i momentu obrotowego. Autorzy przedstawiają również rozważania matematyczne wskazujące warunki, dla których pulsacja wydajności oraz momentu zostaje całkowicie zredukowana. Warto tutaj zaznaczyć, że wówczas pompy z kołami Shimacloid przeznaczone były dla zastosowań niskociśnieniowych, do około 20 bar, przy jednocześnie wysokich wydajnościach jednostkowych w zakresie około 80 do 560 cm³/obr.



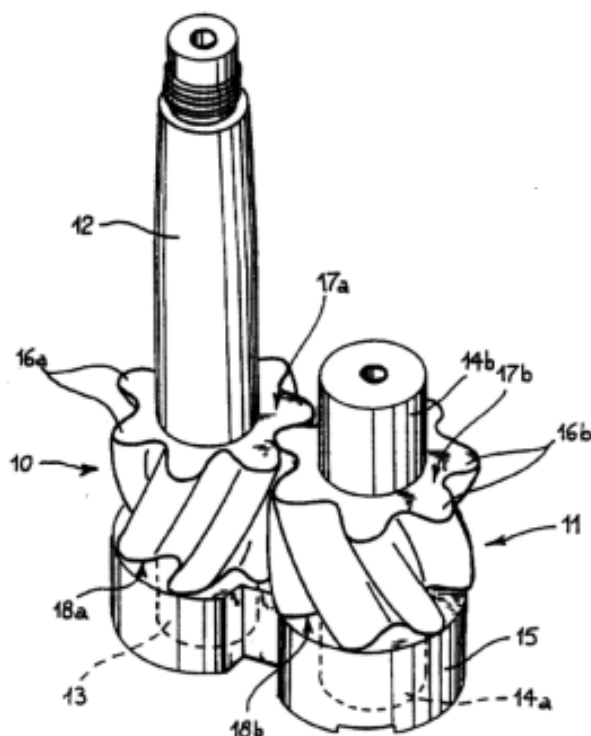
Rys. 1.23. Koła zębate pompy Shimacloid producenta Shimadzu Machine Manufactory [96]

W 1983 roku Mitome i Seki [97] w swojej pracy przedstawili metodę projektowania zarysu kół zębatych na podstawie sparametryzowanej krzywej zamkniętej, przy założeniu, że porusza się po niej jeden ciągły punkt styku. Autorzy przedstawili metodę szacowania wartości wydajności średniej, natomiast całkowicie pominęli

zagadnienia wydajności chwilowej, zaś sama pompa opisywana jest jako pompa bez pulsacji ciśnienia. W badaniach eksperymentalnych (pompa Lunary firmy Nippon Gerotor corp.) skupiono się na podstawowych charakterystykach hydraulicznych i akustycznych. Dodatkowo zaprezentowano pomiar pulsacji ciśnienia bez określania szczegółowych warunków pomiaru. Pompy typu Lunary, podobnie jak pompy Shimacloid, są pompami niskociśnieniowymi o wysokich wydajnościach.

W odpowiedzi na wcześniej przytoczone rozwiązania na Politechnice Narodowej w Atenach podjęto próbę opracowania optymalnego ze względu na pulsację wydajności zarysu zęba kół o zębach prostych [98]. W wyniku przeprowadzonych analiz matematycznych autorzy wskazali, że takie rozwiązanie dla zarysu o ciągłym kontakcie i zębach prostych nie może istnieć, równocześnie wskazując, że zaprezentowane narzędzie można wykorzystać do częściowej redukcji pulsacji wydajności. Należy tutaj wskazać, że z technicznego punktu widzenia zaproponowane zazębienie nie będzie mogło samodzielnie przenosić momentu z koła czynnego na koło bierne ze względu na zbyt niską wartość stopnia pokrycia (temat stopnia pokrycia szerzej opisano w rozdziale 3.2).

W 1999 roku rozpoczął się projekt Continuum[®] włoskiej firmy Settima zapoczątkowany zgłoszeniem patentowym nr IT95BO000095A w 1995 roku przez Mario Antonio Morsellego [99]. W wyniku prowadzonych prac została opatentowana konstrukcja pompy EP1132618 [100] (rys. 1.24), która w 2004 roku została wprowadzona na rynek pod nazwą Settima Continuum[®]. Obecnie Settima produkuje pompy typu CCHGP w zakresie wydajności jednostkowych 4,2 do 225 cm³/obr przy zakresie maksymalnych ciśnień roboczych od 160 do 275 bar w zależności od wielkości pompy.



Rys. 1.24. Koła zębate skośne o zarysie nieewolwentowym wg patentu nr EP1132618 firmy Settima z 2001 r. [100]. 10 – koło czynne, 11 – koło bierne, 15 – korpus łożysk ślizgowych

W odpowiedzi na pojawienie się wysokociśnieniowych pomp, które z powodzeniem można wykorzystać do napędu hydraulicznego, w kolejnych latach pojawiły się analogiczne konstrukcje, takie jak: Silence Plus firmy Bosch Rexroth (około 2011), Marzocchi Pompe Erika[®] (2011), Shhark[®]Continuum[®] firmy Turolla (2016). Zakres produkowanych wyżej wymienionych pomp ogranicza się jedynie do kilku rozmiarów geometrycznych, stanowiących najbardziej popularne jednostki.

W Polsce temat pomp niskopulsacyjnych z zarysem typu CCHGP został zainicjowany w 2015 roku w ramach projektu pt. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” (Nr projektu POIG.01.04.00-04-345/13). O ile projekt w głównej mierze skupiał się na pompach zębatych z kołami skośnymi o zarysie poliewolwentowym [21], to właśnie w tym okresie zgłoszone zostało autorskie rozwiązanie zarysu typu CCHGP, uzyskując w 2018 roku patent (zgłoszenie nr PL420637 z dnia 24.02.2017 r.) [101]

Niemalże równocześnie, ponieważ również w 2015 roku, Xinran Zhao podjął studia doktorskie na Uniwersytecie Purdue skupiając się na analizie kinematycznej oraz modelowaniu numerycznym pomp zębatych z kołami zębatymi skośnymi. W swojej pracy analizował różne zarysy śrubowych kół zębatych, w tym również zarysy typu CCHGP. Zarówno w pracy doktorskiej, jak i pozostałych publikacja

jego rozważania skupione są na jednym przypadku zazębienia typu CCHGP zbudowanego z łuków okręgów na wierzchołku i dnie zęba połączonych flankami ewolwentowym [102], [103], [104], [105]. Niestety badania eksperymentalne ograniczyły się jedynie do pomiaru sprawności objętościowych oraz pulsacji ciśnienia w wybranym punkcie układu.

Zarys oparty na łukach okręgu w obrębie dna i wierzchołka zęba stanowi w literaturze obiekt największego zainteresowania w grupie zarysów CCHGP. Poza przytoczonymi wcześniej pracami można wskazać prace, w których skupiono się w głównej mierze na projektowaniu zarysu [106], [107], [108], metodzie obróbki [109], analizie pulsacji wydajności [108], [110], analizie przecieków wewnętrznych [111] oraz łożyskowaniu kół zębatych [112], [113]. Można również wskazać prace związane z modelowaniem CFD pomp z zazębieniem łukowo-ewolwentowym w przestrzeni dwuwymiarowej [114] oraz trójwymiarowej [115].

W wyniku przeprowadzonego przeglądu rozwiązań patentowych oraz badań naukowych nie ujawniono prac, w których autorzy przeprowadziliby analizę przebiegu wydajności chwilowej popartą stanowiskowymi badaniami pulsacji wydajności pomp typu CCHGP w zakresie długości wieńca innej niż ta, która całkowicie redukuje pulsację wydajności.

Dodatkowo, przeprowadzona analiza istniejących patentów wykazała brak konstrukcji z zarysem hybrydowym złożonym z zarysu ewolwentowego i eliptycznego. Zarys ten został zgłoszony do urzędu patentowego, w wyniku czego zostały przyznane prawa wyłączne (PL230528B1) [101]. Opracowanie nowej koncepcji zarysu wymaga przeprowadzenia szeregu badań i rozważań oraz odniesienie ich do istniejącego stanu wiedzy.

2. CEL I ZAKRES PRACY

Przeprowadzona analiza stanu wiedzy, zarówno pod kątem badań naukowych, jak i rozwiązań technicznych, pozwala stwierdzić, iż zdecydowana większość prac dotycząca pomp zębatych niskopulsacyjnych skupiona jest na analizie zarysów, a w szczególności ich szczelności oraz kinematyki zazębienia. Pomimo wskazania kilku prac, w których przedstawiono metody projektowania zarysów typu CCHGP, pompy te nadal stanowią niewielką część rynku pomp zębatych. Wynika to głównie z konieczności indywidualnego projektowania zarysu dla każdego rozmiaru geometrycznego w typoszeregu. Nowy zarys zazwyczaj niesie za sobą konieczność gruntownych zmian w konstrukcji łożyskowania oraz korpusie. Konwencjonalne pompy zębate znane są tego, że kolejne rozmiary geometryczne pomp w ramach jednej grupy bazują na jednym zarysie, a różnią się jedynie długością wieńców oraz korpusu. Analogiczne podejście w przypadku pomp typu CCHGP niestety będzie skutkować pojawieniem się pewnej pulsacji wydajności w miarę oddalania się od optymalnych długości wieńców. W wyniku przeprowadzonego przeglądu stwierdzono, że brakuje opracowań, w których wykonano kompleksowo:

- Pełną analizę modelu matematycznego z uwzględnieniem różnych stopni pokrycia kół zębatych, a więc różnej długości wieńca dla ustalonego zarysu zęba.
- Badania stanowiskowe właściwości hydraulicznych i akustycznych.
- Walidację modelu pulsacji wydajności z oparciem o eksperymentalne wyniki uzyskane dla jednostki prototypowej.
- Ocenę pomp zębatych, w których zastosowano koła zębate z zarysem hybrydowym o długościach wieńców innych niż ta, którą można określić jako optymalną.

Powyżej wskazane luki badawcze pozwoliły na określenie celu głównego rozprawy doktorskiej.

2.1. Cel główny

Opracowanie metody wyznaczania kluczowych parametrów hydraulicznych, w szczególności wydajności średniej oraz pulsacji wydajności pomp zębatych z zazębieniem hybrydowym dla dowolnej długości wieńca.

2.2. Motywacja podjęcia tematu

Głównym czynnikiem motywującym podjęcie prac we wskazanej luce badawczej jest wcześniejsza współpraca z krajowym wiodącym producentem hydraulicznych pomp zębatych w zakresie wdrożenia niskopulsacyjnych pomp zębatych, a także deklaracja chęci dalszej współpracy właśnie w zakresie opracowania i wdrożenia pomp zębatych o zazębieniu hybrydowym. Dotychczasowe podejście znane z literatury, a więc dążenie do optymalnej szerokości wieńca dla każdego rozmiaru pompy w typoszeregu niesie za sobą ogromne koszty wdrożenia, które, przy ciągle niskim wolumenie sprzedaży, stanowią obecnie barierę nie do przejścia. Koszty te wynikają głównie z konieczności indywidualnego zaprojektowania zarysu zęba dla każdej pompy w typoszeregu, co w produkcji wymusza konieczność stosowania odrębnych narzędzi oraz oprzyrządowania. W pracy podjęto próbę opracowania metody, która pozwoli oszacować kluczowe parametry hydrauliczne pompy, a szczególności wydajność średnią i pulsację wydajności, na podstawie podstawowych parametrów kół zębatych. Określenie pulsacji wydajności na etapie projektowania pompy pozwoli konstruktorowi podjąć decyzję, kiedy kolejna pompa w typoszeregu wymaga już zaprojektowania nowego zarysu.

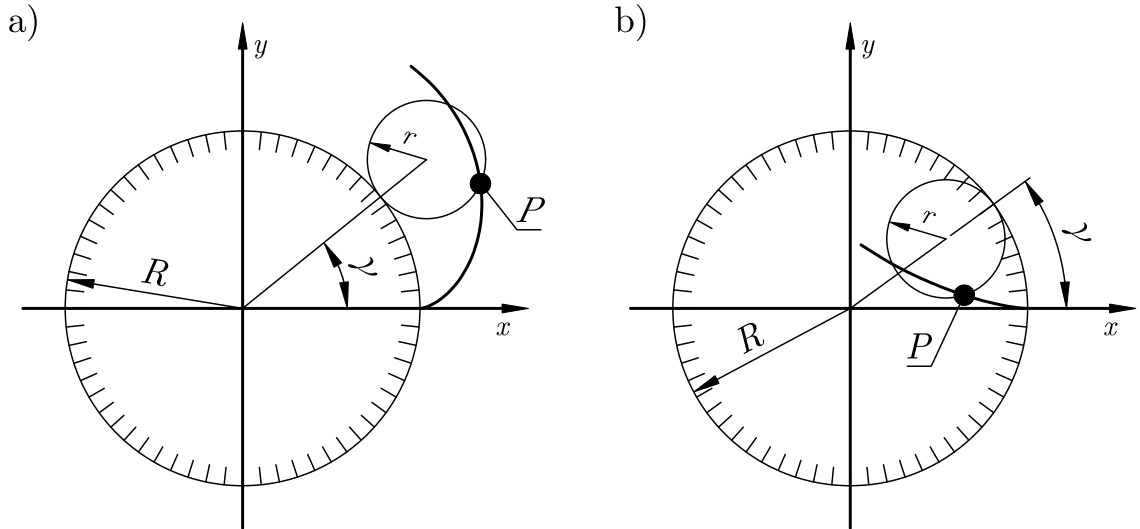
2.3. Cele szczegółowe

Realizacja celu głównego rozprawy doktorskiej składa się z następujących zadań cząstkowych:

1. Opracowanie hybrydowego zarysu kół zębatych.
2. Opracowanie metody wyznaczania wydajności chwilowej — pulsacji wydajności dla zarysu hybrydowego.
3. Projekt i budowa prototypowej pompy o obniżonym współczynniku nierównomierności wydajności (poziomie emisji hałasu).
4. Budowa stanowiska oraz pomiar pulsacji wydajności pompy prototypowej.
5. Przeprowadzenie statycznych badań hydraulicznych oraz akustycznych pompy prototypowej.
6. Przeprowadzenie analizy sprawnościowej i akustycznej.

3. KINEMATYKA ZAZĘBIENIA

Wynalezienie przekładni zębatej, pomimo pewnej wątpliwości wynikającej z niepewności datowania kół zębatach odkrytych przez archeologów w Chinach, przypisuje się wybitnemu greckiemu matematykowi Archimedesowi (287–212 r. p.n.e.) [116]. Od tego czasu koła zębata przechodziły szereg modyfikacji i usprawnień mających na celu poprawę wzajemnej współpracy, a także ich dostosowywanie do nowych zastosowań. Pierwsze opisy matematyczne kół zębatach przypisuje się włoskiemu uczonemu Girolamo Cardano za sprawą pracy „*De rerum varietate*” z 1557 roku [117]. Około 1674 roku duński astronom Ole Rømer opisał epicykloidalny zarys zazębienia [117], który powstaje jako trajektoria ustalonego punktu P na okręgu obtaczanego bez poślizgu po większym okręgu zasadniczym. Proces powstawania epicykloidy przedstawiono na rysunku nr 3.1a.



Rys. 3.1. Proces powstawania krzywych cykloidalnych: a) epicykloida, b) hipocykloida

Oznaczając promień obtaczanego okręgu jako r , natomiast jako R promień okręgu zasadniczego, epicykloidę w układzie kartezjańskim można opisać za pomocą poniższych równań parametrycznych:

$$\begin{aligned} x(\gamma) &= (R + r) \cos(\gamma) - r \cos\left(\frac{R + r}{r} \gamma\right) \\ y(\gamma) &= (R + r) \sin(\gamma) - r \sin\left(\frac{R + r}{r} \gamma\right) \end{aligned} \quad (3.1)$$

W praktyce zarys cykloidalny złożony jest z fragmentu epicykloidy powyżej koła zasadniczego oraz fragmentu hipocykloidy poniżej koła zasadniczego.

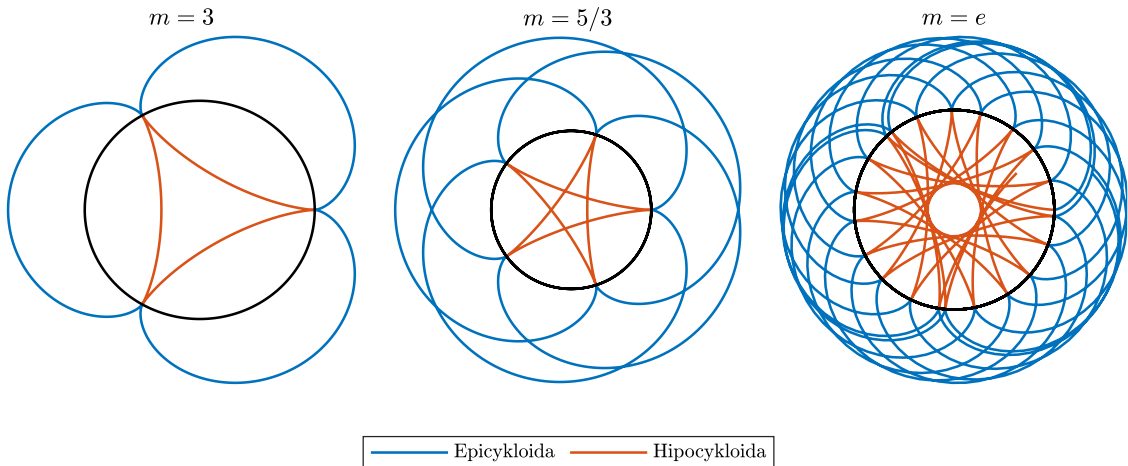
Hipocykloidę stanowi krzywa zakreślona poprzez ustalony punkt na okręgu koła toczącego bez poślizgu po wewnętrznej stronie okręgu zasadniczego. Proces powstawania hipocykloidy przedstawiono na rysunku nr 3.1b. W układzie kartezjańskim hipocykloidę można opisać przy pomocy następujących równań parametrycznych:

$$\begin{aligned} x(\gamma) &= (R - r) \cos(\gamma) + r \cos\left(\frac{R - r}{r} \gamma\right) \\ y(\gamma) &= (R - r) \sin(\gamma) + r \sin\left(\frac{R - r}{r} \gamma\right) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Liczba zakreślonych krzywych zarówno epicykloidy jak i hipocykloidy zależna jest wprost od stosunku promieni koła zasadniczego do koła toczącego tworząc w ten sposób współczynnik m zwany modułem.

$$m = \frac{R}{r} \quad (3.3)$$

Całkowite wartości modułu m pozwalają na utworzenie m krzywych nieprzecinających się wzajemnie. W przypadku wartości niebędącymi liczbami całkowitymi, jednakże nadal pozostającymi w zbiorze liczb wymiernych, a więc będącymi ułamkami zwykłymi, liczba zakreślonych krzywych będzie równa wartości licznika tegoż ułamka. W zakresie liczb rzeczywistych pozostało jeszcze miejsce dla liczb niewymiernych, w takim przypadku cykloidy będą złożone z nieskończonej liczby krzywych. Na rysunku nr 3.2 przedstawiono epicykloidy i hipocykloidy dla wartości modułów: całkowitej ($m = 3$), niecałkowitej wymiernej ($m = \frac{5}{3}$) oraz niewymiernej (równiej liczbie Eulera $m = e$).

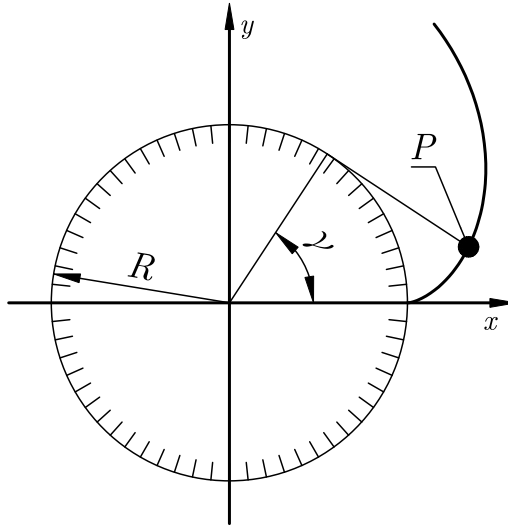


Rys. 3.2. Epicykloidy i hipocykloidy dla różnych wartości modułu

W teorii zarysy cykloidalne (epicykloidalne i hipocykloidalne) posiadają wiele zalet. Niestety w rzeczywistych zastosowaniach, gdzie ze względu na odchyłki wykonawcze oraz przemieszczanie się czopów w zakresie luzów łożyskowych, powstają

niewielkie odchyłki rozstawu osi powodujące znaczące pogorszenie się współpracy takiego zazębienia.

W 1760 roku szwajcarski matematyk i fizyk Leonhard Euler [118], [119] zaproponował zastosowanie znanej już wcześniej ewolwenty jako funkcji opisującej zarys zęba. Ewolwenta jest krzywą, która powstaje w wyniku rozwijania napiętej nici z krzywej nazywanej ewolutą. Proces ten polega na odwijaniu nici z krawędzi ewoluty, w wyniku czego koniec nici rysuje trajektorię, którą to właśnie nazywamy ewolwentą. Najbardziej znanym przypadkiem jest ewolwenta koła, która powstaje, gdy ewolutą jest okrąg. Na rysunku 3.3 przedstawiono proces powstawania ewolwenty kołowej na okręgu o promieniu R , natomiast γ jest kątem odwinięcia dla wskazanego punktu P .



Rys. 3.3. Proces powstawania ewolwenty

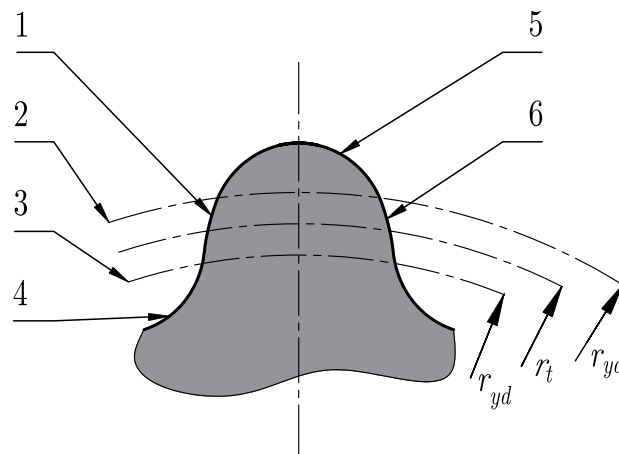
Funkcję ewolwentową w układzie kartezjańskim opisują się przy pomocy poniższych równań parametrycznych:

$$\begin{aligned} x(\gamma) &= R(\cos(\gamma) + \gamma \sin(\gamma)) \\ y(\gamma) &= R(\sin(\gamma) - \gamma \cos(\gamma)) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Pomimo wyższych nacisków jednostkowych niż w przypadku zarysu cykloidalnego zazębienie ewolwentowe jest całkowicie nieczułe na zmianę rozstawu osi kół. Dodatkowo, mnogość metod wykonywania ewolwentowych kół zębatach przy użyciu prostych narzędzi spowodowała wyraźną dominację wśród zarysów stosowanych w przekładniach zębatych.

3.1. Opis zazębienia

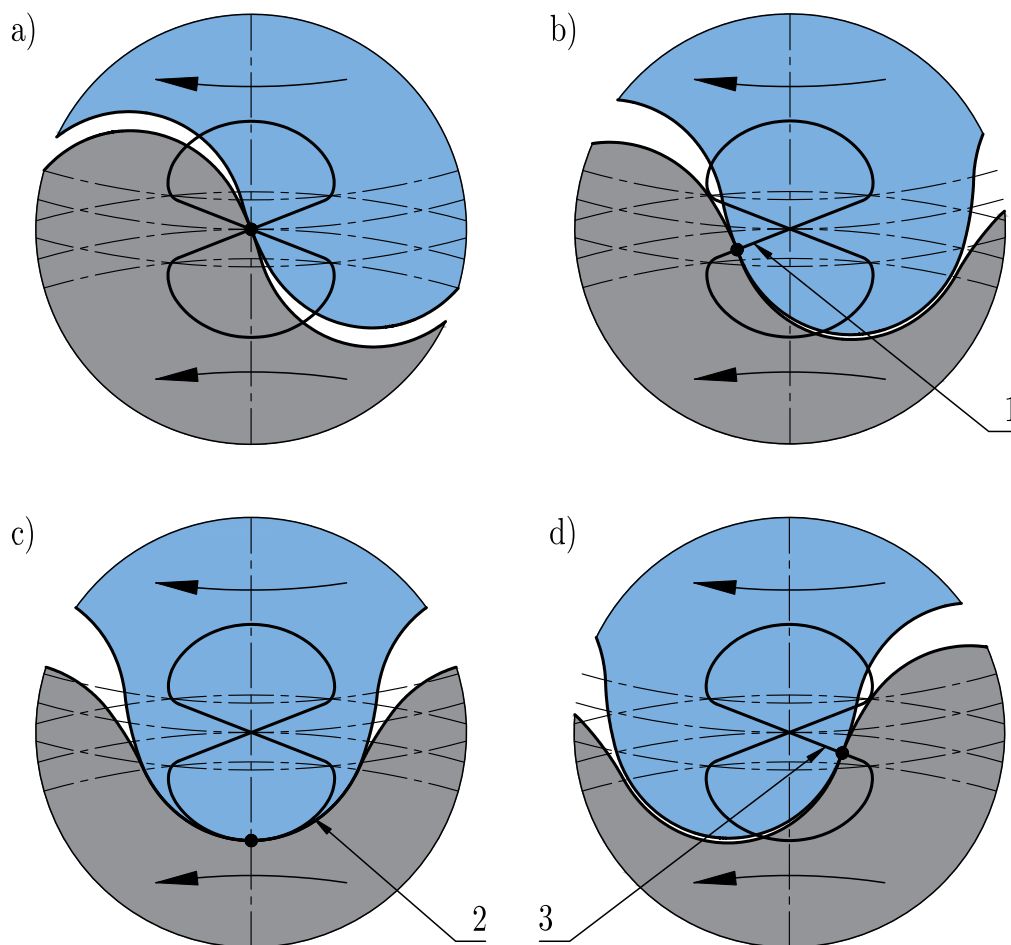
Poza konstrukcjami zbliżonymi do dmuchaw Roots'a większość przytoczonych we wprowadzeniu (rozdział 1.4) zarysów kół zębatych pomp typu CCHGP jest symetryczna i powstaje poprzez płynne połączenie różnych fragmentów zarysów. Jako zarys podstawowy, odpowiedzialny za płynne i niezawodne przenoszenie momentu z koła czynnego na koło bierne, został wybrany zarys ewolwentowy, którego wady i zalety zostały już wcześniej opisane. Pozostałe fragmenty, czyli w obrębie wierzchołka zęba i dna wrębu, odpowiedzialne są za utrzymanie szczelności pomiędzy komorami wysokiego i niskiego ciśnienia w trakcie przejścia punktu styku z flanki czynnej na flankę bierną. W literaturze można wyróżnić dwa podejścia do projektowania zarysów hybrydowych. Pierwsze, polegające na bezpośrednim zaprojektowaniu geometrii zęba w profilu czołowym i drugie, polegające na projektowaniu pośrednim, czyli na opracowaniu względnie prostego narzędzia, którym nacinane będzie docelowe uzębienie. Bez względu na zastosowaną metodę, w budowie zarysu CCHGP opartego na zarysie ewolwentowym można wyróżnić: flankę ewolwentową czynną i bierną, wierzchołek zęba oraz dno wrębu. Należy tutaj zaznaczyć, iż znaczna część analiz odbywa się w płaszczyźnie czołowej, tj. prostopadłej do osi obrotu kół współpracujących. Zatem, zgodnie z powszechnie przyjętą teorią, zagadnienia kinematyczne powinny być rozważane właśnie w płaszczyźnie czołowej. Budowę przykładowego zęba o zarysie hybrydowym przedstawiono w przekroju czołowym na rysunku nr 3.4.



Rys. 3.4. Widok na jeden ząb w płaszczyźnie czołowej. 1 – flankę ewolwentową czynną, 2, 3 – zakres zarysu ewolwentowego, 4 – zarys dna wrębu, 5 – zarys wierzchołka, 6 – flankę ewolwentową bierną

W celu utrzymania szczelności wewnętrznej jednostki ważne jest utrzymanie ciągłości punktu styku w analizowanym przekroju czołowym. Przykładowy zarys

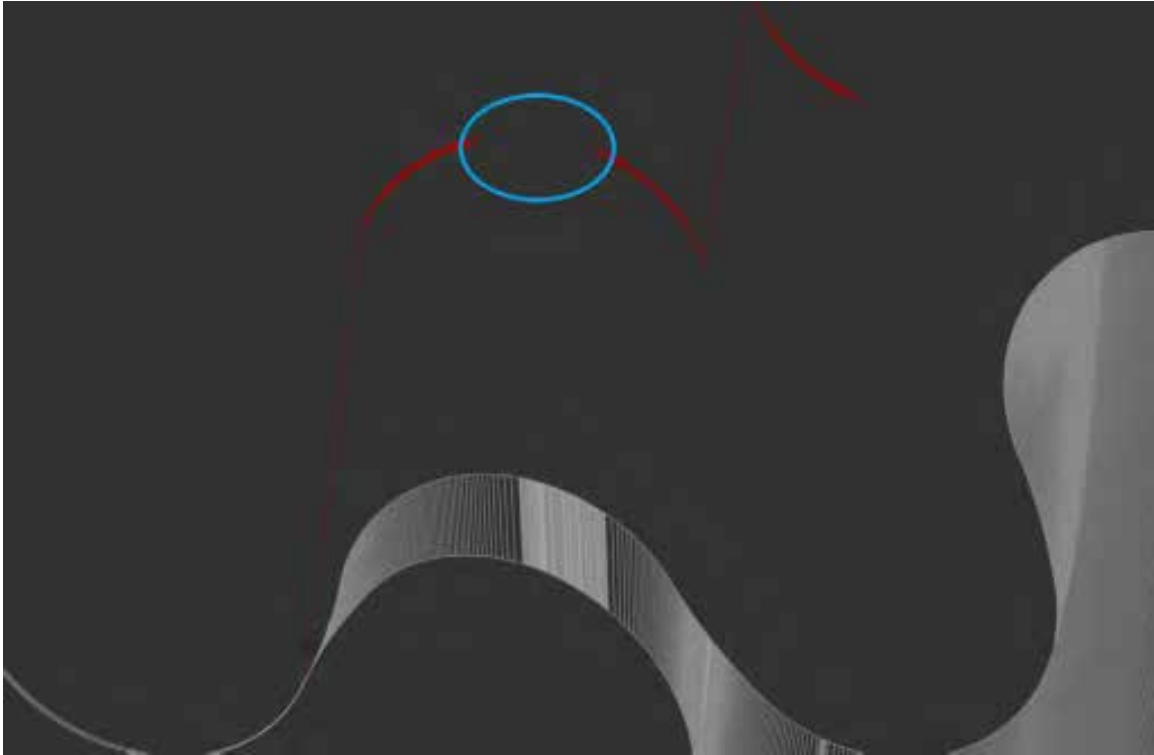
z zaznaczonym punktem styku przemieszczającym się po krzywej zamkniętej na różnych etapach obrotu przedstawiono na rysunku nr 3.5.



Rys. 3.5. Punkt styku w różnych fazach zazębienia. Rysunek: a – styk w centralnym punkcie zazębienia, b – styk w zakresie czynnych flank ewolwentowych, c – styk zarysu wierzchołka zęba z dnem wrębu, d – styk w zakresie biernych flank ewolwentowych. Fragmenty krzywej, po której porusza się punkt styku: 1 – czynna linia przyporu, 2 – krzywa styku dna wrębu z wierzchołkiem zęba, 3 – bierna linia przyporu

Jeżeli warunek utrzymania ciągłego punktu styku nie zostanie spełniony, spowoduje to utworzenie się szczeliny pomiędzy kołami zębatymi. Możemy tutaj wyróżnić dwie możliwości. Pierwsza, w której następuje chwilowy brak współpracy fragmentów zarysów kół współpracujących na pewnym niewielkim kącie obrotu oraz drugi, wywołany pojawieniem się w jednym położeniu dwóch punktów styku i niewspółpracującego fragmentu zarysu pomiędzy nimi. Pojawienie się takiej szczeliny spowoduje połączenie komór wysokiego i niskiego ciśnienia kanałem wzdłuż linii śrubowej zęba. Uformowanie się takiego kanału spowoduje utratę szczelności wewnętrznej pompy, a zatem brak możliwości uzyskiwania wysokich ciśnień

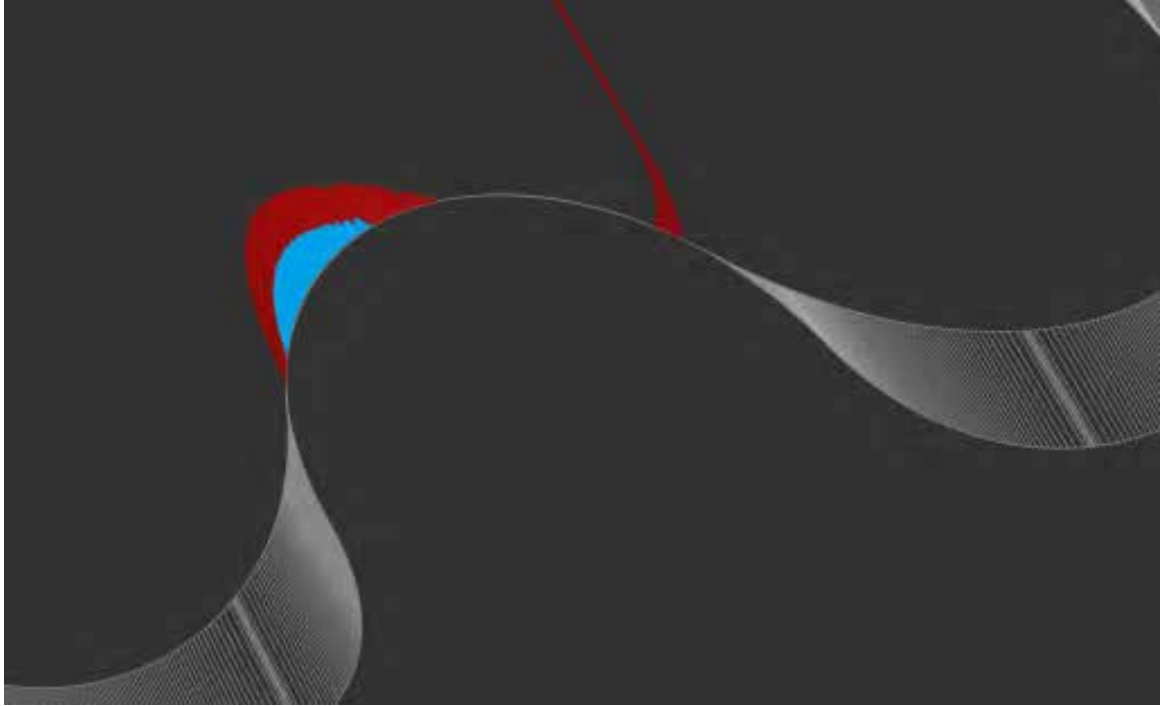
roboczych. Przykład zarysu, który nie tworzy ciągłej współpracy, wraz z zaznaczonym miejscem braku współpracy, przedstawiono na rysunku nr 3.6.



Rys. 3.6. Współpracujące koła zębata, które nie tworzą ciągłej linii styku: kolorem czerwonym zaznaczono linię styku, kolorem niebieskim – obszar, w którym dojdzie do połączenia komory niskiego i wysokiego ciśnienia

Pojawienie się jednocześnie większej liczby punktów styku w jednym przekroju czołowym, przy zachowaniu ciągłości jednego z tych punktów, może skutkować utworzeniem przestrzeni zasklepionych, w szczególności w rejonie współpracy kół zębatach z blokiem łożyskowym. Problemy związane z przestrzenią zasklepioną w konwencjonalnych pompach zębatach oraz sposoby ich eliminowania, na przykład poprzez odciążanie, pomimo iż są zagadnieniami bardzo dobrze opisanymi w literaturze, np. [29], [59], [95], nadal stanowią aktualny przedmiot badań [120], [121]. Do głównych problemów braku odciążenia przestrzeni zasklepionej należą: znaczące obniżenie sprawności objętościowej pompy, generowany wysoki hałas oraz niska trwałość pompy ze względu na duże obciążenia dynamiczne i kawitację. W przypadku pomp typu CCHGP temat przestrzeni zasklepionych stanowi dużo trudniejsze zagadnienie i w procesie przeglądu literatury nie ujawniono prac, w których podjęto tę tematykę. Przykład przestrzeni zasklepionej utworzonej przez zarys CCHGP przedstawiono na rysunku nr 3.7. Zaznaczona kolorem niebieskim przestrzeń zasklepiona ograniczona jest z jednej strony poprzez linię styku (kolor czerwony) oraz z drugiej blokiem łożyskowym współpracującym z czołami kół zębatach

(bloku łożyskowego nie uwzględniono na rysunku, aby nie zasłonić widoku na utworzoną przestrzeń zasklepioną).



Rys. 3.7. Współpracujące koła zębate tworzące przestrzeń zasklepioną: kolorem czerwonym zaznaczono linię styku, natomiast kolorem niebieskim powstałą przestrzeń zasklepioną

Analiza przebiegu punktu styku, w szczególności w zakresie zarysu odpowiedzialnego za przenoszenie momentu, jest bardzo ważnym aspektem ze względu na zagwarantowanie poprawnej współpracy kół zębatach pompy typu CCHGP. Parametrem opisującym przebieg punktu styku zarysu, a w rezultacie linii styku kół zębatach jest stopień pokrycia. Parametr ten jest jednym z kluczowych parametrów w procesie projektowania przekładni zębatach, a więc, jak nietrudno się domyślić, jest istotny również w pompach zębatach.

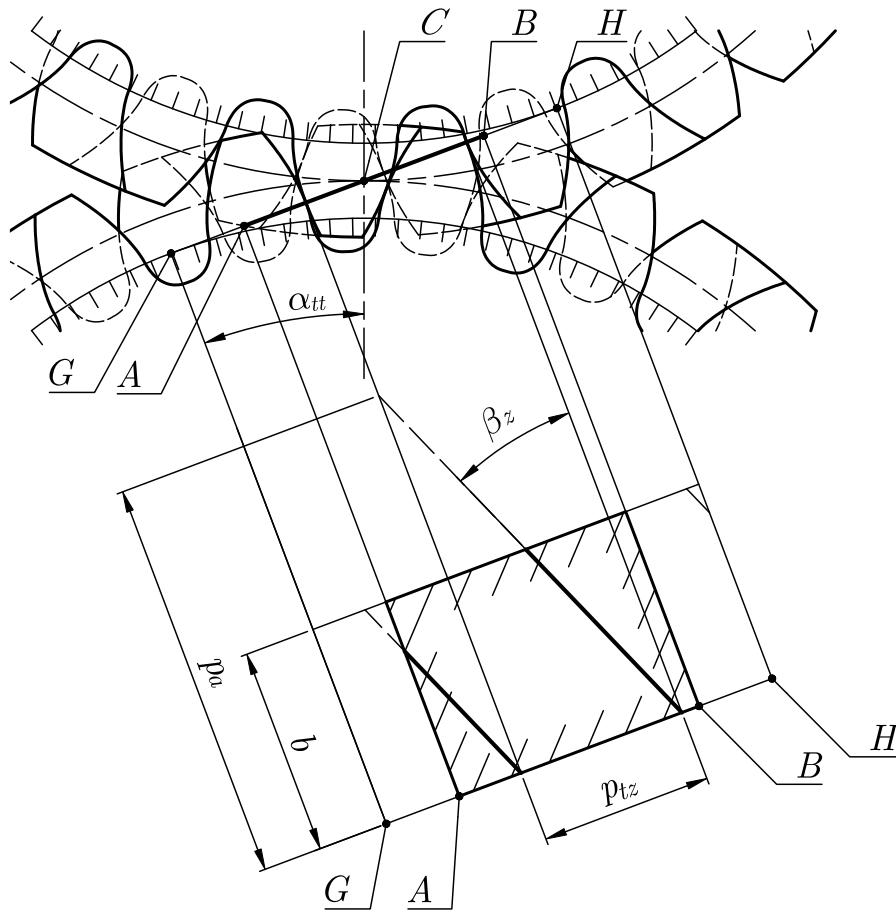
3.2. Stopień pokrycia

Całkowity stopień pokrycia zwany też całkowitą liczbą przyporu ε_γ (ang. „*total contact ratio*”) w przekładniach zębatach o zębach skośnych składa się z sumy dwóch członów: czołowego stopnia pokrycia ε_α i poskokowego (skokowego) stopnia pokrycia ε_β , co można zapisać w następującej postaci [66], [78]:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (3.5)$$

W przekładniach zębatach o zębach skośnych, w tym także w pompach zębatach z takim zazębieniem, całkowity stopień pokrycia ε_γ musi zawsze przekraczać

wartość jedności. Spełnienie tego warunku jest niezbędne do zapewnienia ciągłości pracy zazębienia, a tym samym prawidłowej współpracy kół zębatach. Wyższa wartość tego parametru prowadzi do płynniejszej współpracy oraz zmniejszenia obciążeń zębów, co wynika z równomierniejszego rozkładu nacisków na większą liczbę zębów. Na rysunku nr 3.8 przedstawiono geometrię przykładowego zazębienia śrubowego w przekroju czołowym oraz w płaszczyźnie przyporu, z oznaczeniami najważniejszych wielkości potrzebnych do wyznaczenia czołowego i poskokowego stopnia pokrycia.



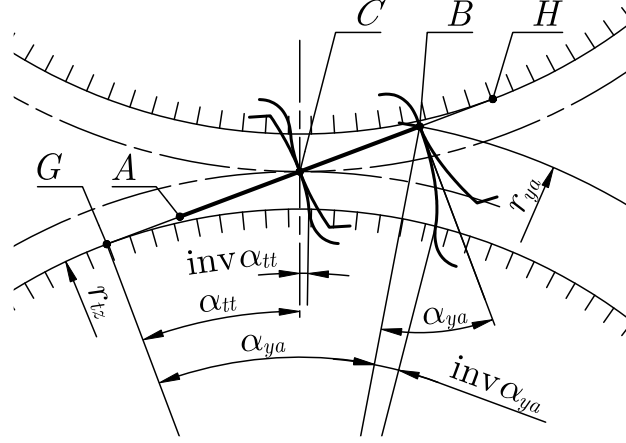
Rys. 3.8. Zazębienie śrubowe w płaszczyźnie czołowej wraz z płaszczyzną przyporu dla kół współpracujących w zakresie zarysu ewolwentowego

Czołowy stopień pokrycia wyznaczany jest w przekroju czołowym i dla pomp typu CCHGP obliczany jest jedynie dla części ewolwentowej zazębienia. Z definicji czołowy stopień pokrycia jest stosunkiem długości odcinka $\overline{AB}$ znajdującego się na linii przyporu, w obrębie którego występuje kontakt pomiędzy współpracującymi zębami, odniesiony do podziałki zasadniczej:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\overline{AB}}{p_{tz}} \quad (3.6)$$

Dla zarysu, w którym nie występuje podcięcie stopy zęba, a liczba zębów koła czynnego i biernego jest równa i wynosi z , długość odcinka $\overline{AB}$ można wyznaczyć korzystając z poniższych zależności geometrycznych:

$$\overline{AB} = 2\overline{CB} = 2(\overline{GB} - \overline{GC}) \quad (3.7)$$



Rys. 3.9. Zazębienie ewolwentowe w płaszczyźnie czołowej z zaznaczonymi kątami potrzebnymi do wyznaczenia czołowego stopnia przyporu

Korzystając z właściwości ewolwenty oraz uwzględniając zależności kątowe przedstawione na rysunku nr 3.9 zależność na długość odcinka $\overline{AB}$ można zapisać:

$$\overline{AB} = 2 \left(r_{tz}(\alpha_{ya} + \text{inv } \alpha_{ya}) - r_{tz}(\alpha_{tt} + \text{inv } \alpha_{tt}) \right) = 2r_{tz}(\text{tg } \alpha_{ya} - \text{tg } \alpha_{tt}) \quad (3.8)$$

Podstawiając powyższą zależność do wzoru (3.6) czołowy stopień pokrycia po uproszczeniu można wyznaczyć z poniższej zależności:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z}{\pi}(\text{tg } \alpha_{ya} - \text{tg } \alpha_{tt}) \quad (3.9)$$

Kąt α_{ya} jest kątem zarysu na promieniu r_{ya} , na którym kończy się zarys ewolwentowy. Kąt ten jest zawarty pomiędzy styczną do zarysu a prostą przechodzącą przez środek koła zasadniczego i rozpatrywany punkt zarysu. Korzystając z rysunku nr 3.9 można zapisać poniższy warunek trygonometryczny:

$$\cos \alpha_{ya} = \frac{r_{tz}}{r_{ya}} \quad (3.10)$$

Zatem kąt zarysu na wskazanym promieniu można opisać za pomocą zależności:

$$\alpha_{ya} = \arccos \frac{r_{tz}}{r_{ya}} \quad (3.11)$$

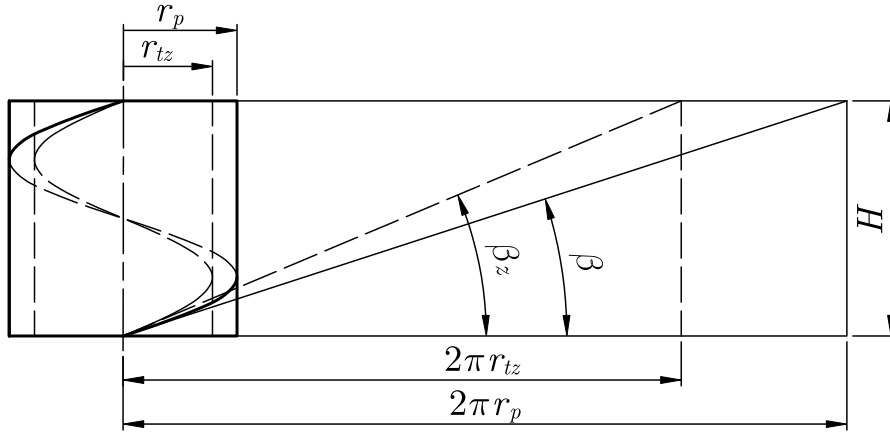
Poskokowy stopień pokrycia wyznaczany jest z kolei jako stosunek szerokości wieńca b odniesiony do wartości podziałki osiowej:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_a} \quad (3.12)$$

Wiążąc zależnością trygonometryczną, zgodnie z rysunkiem nr 3.8, podziałkę zasadniczą p_{tz} z podziałką osiową p_a możemy zapisać następującą zależność:

$$\frac{p_{tz}}{p_a} = \operatorname{tg} \beta_z \quad (3.13)$$

Przedstawiony w płaszczyźnie przyporu kąt pochylenia linii zęba β_z jest kątem wyznaczonym przez linię śrubową na walcu zasadniczym koła zębatego. Kąt ten można wyznaczyć w oparciu o założenie niezmienności skoku linii śrubowej H pomimo zmiany średnicy walca. Szkic linii śrubowej oraz rozwinięcie, wraz z najważniejszymi oznaczeniami, przedstawiono na rysunku nr 3.10.



Rys. 3.10. Obliczanie kąta pochylenia linii zęba β_z na walcu zasadniczym

Korzystając z powyższego rysunku skok linii śrubowej w zależności od średnicy walca można zapisać:

$$H = \frac{2\pi r_{tz}}{\operatorname{tg} \beta_z} = \frac{2\pi r_p}{\operatorname{tg} \beta} \quad (3.14)$$

Wykorzystując powyższą zależność oraz zależność pomiędzy promieniem zasadniczym i podziałowym tangens kąta β_z można wyznaczyć następująco:

$$\operatorname{tg} \beta_z = \frac{r_p}{r_{tz}} \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_\beta \quad (3.15)$$

Podstawiając powyższe zależności trygonometryczne do wzoru (3.12) otrzymujemy zależność pozwalającą na wyznaczenie poskokowego stopnia przyporu na podstawie podstawowych parametrów zazębienia:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (3.16)$$

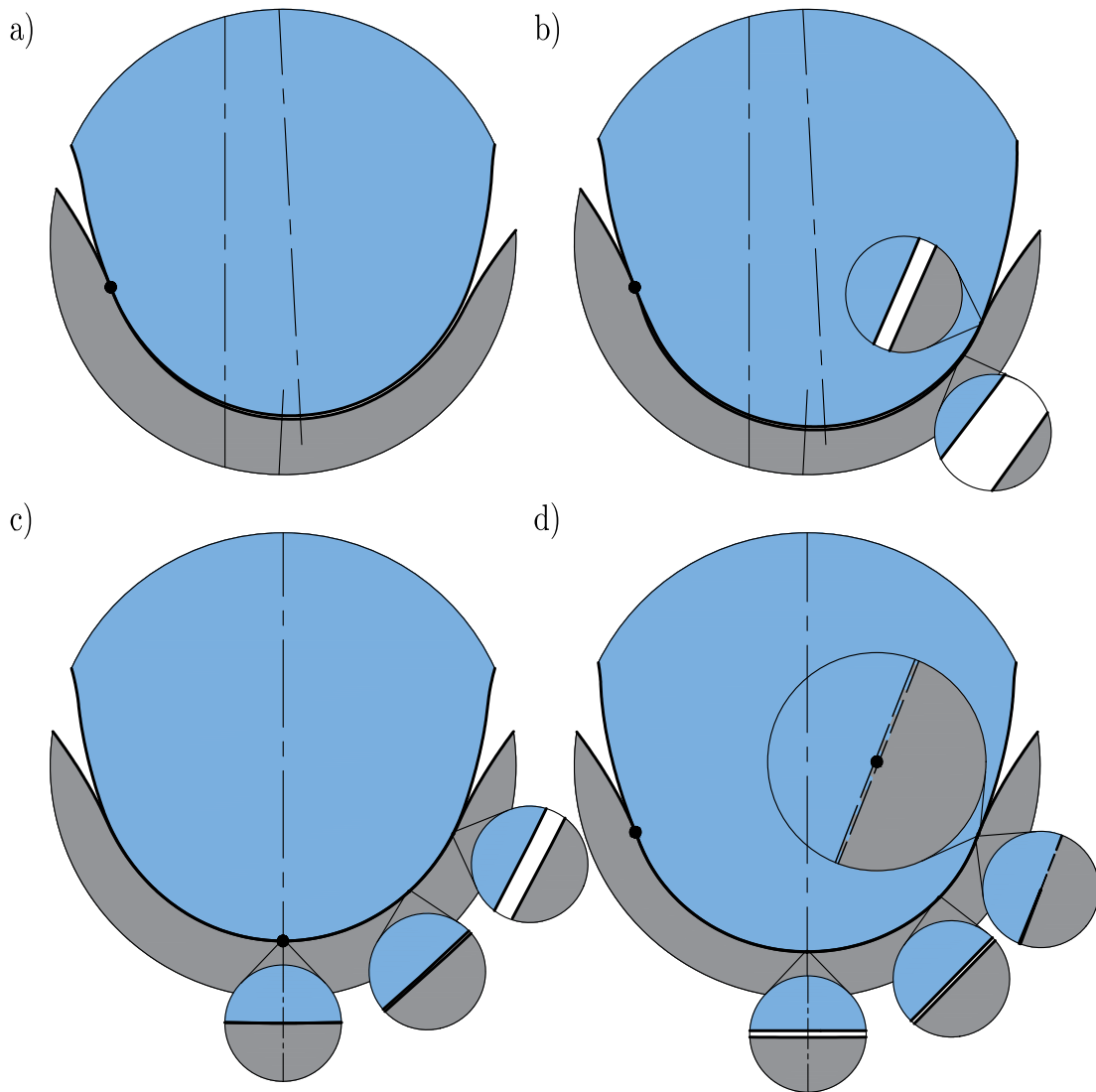
Jak już wcześniej wspomniano, aby zagwarantować poprawną i niezawodną współpracę kół zębatach w trakcie okresu eksploatacji, w procesie projektowania kół zębatach należy bezwzględnie przestrzegać warunku, iż całkowity stopień pokrycia musi zawsze być większy od jedności. Dodatkowo, w celu zmniejszenia prawdopodobieństwa utworzenia przestrzeni zasklepionej, należy ograniczyć czołowy stopień pokrycia do wartości 0,5. Warunek ten nie jest jednak warunkiem gwarantującym eliminację przestrzeni zasklepionej.

3.3. Optymalizacja zarysu

Pomimo iż pompy z zarysem typu CCHGP istnieją już niespełna dziewięćdziesiąt lat, a na rynku, w wykonaniu wysokociśnieniowym, dostępne są od około dwudziestu pięciu, to rozwiązania te nadal stanowią pewną niszę w rynku hydraulicznych pomp zębatach. Obecnie produkowane są wyłącznie przez wiodących producentów, co powoduje, że proces projektowania i technologia wykonywania kół zębatach stanowi pilnie strzeżone know-how każdego z producentów. W ramach wcześniejszej współpracy z jednym z producentów na rodzimym rynku zostały opracowane własne metody projektowania, analizy i wykonywania zarysów typu CCHGP. Wiedza ta pozostaje know-how autora i zespołu, co zostało również zabezpieczone zgłoszeniem patentowym nr 420637 z dnia 24.02.2017 r., a następnie potwierdzone nadaniem ochrony patentowej nr PL 230528 w dniu 30.11.2018 r. Z tego powodu w poniższej części zostaną jedynie krótko wspomniane kierunki i osiągnięcia procesu optymalizacji zarysu hybrydowego. Jak przedstawiono w rozdziale poświęconym celowi pracy, głównym celem naukowym nie jest metoda projektowania zarysów hybrydowych, a jedyne próba stworzenia uniwersalnego narzędzia do oceny parametrów hydraulicznych, w szczególności wydajności średniej i pulsacji wydajności dla różnych szerokości wieńców.

Opracowany zarys w dalszym ciągu oparto na zarysie ewolwentowym w części odpowiadającej za przenoszenie momentu, natomiast szczególną uwagę zwrócono na wierzchołek zęba i współpracujące z nim dno wrębu. Założonym celem głównym były: eliminacja styku liniowego w przekroju czołowym, jak ma to miejsce w przypadku zarysu ewolwentowo-łukowego, oraz uzyskanie szczeliny zbieżnej do punktu styku w trakcie przejścia przez obszar współpracy wierzchołek-dno. Na rysunku nr 3.11 przedstawiono efekt poszukiwań nowego rozwiązania, gdzie można zauważyć, że na rysunku nr 3.11a i c szczelina rozszerza się w miarę wzrostu odległości od punktu styku. Na rysunku nr 3.11b można zaobserwować, że szczelina początkowo rozszerza się, a następnie ponownie zwęża się, co utrudnia odpływ czynnika

ze szczeliny, a także może generować przestrzeń zasklepioną (tak jak przedstawiono to wcześniej rysunku nr 3.7). Dodatkowo, na rysunku nr 3.11d można zaobserwować powstanie szczeliny pomiędzy wierzchołkiem a dnem wrębu pomiędzy dwoma punktami styku. Taka sytuacja w skrajnych przypadkach może prowadzić do powstania kanału pomiędzy komorą wysokiego i niskiego ciśnienia, co przedstawiono i omówiono wcześniej na rysunku nr 3.6.



Rys. 3.11. Porównanie współpracy kół zębatach wg wynalazku Maglotta z autorskim rozwiązaniem: a, c – rozwiązanie autorskie, b, d – zarys Maglotta, a, b – położenia przesunięte o 3° od położenia martwego, c, d – położenie martwe

4. WŁAŚCIWOŚCI HYDRAULICZNE POMP Z KOŁAMI O ZARYSIE HYBRYDOWYM

Parametry hydrauliczne pompy są kluczowe dla procesu projektowania, doboru oraz oceny jej wydajności i efektywności w różnorodnych zastosowaniach inżynierskich. Zrozumienie tych parametrów pozwala na optymalne projektowanie i eksploatację systemów hydraulicznych, co jest szczególnie istotne dla różnych zastosowań w przemyśle. W pracy skupiono się na trzech kluczowych parametrach hydraulicznych: wydajności chwilowej, pulsacji wydajności oraz wydajności średniej, które mają decydujący wpływ na pracę nie tylko samej pompy, ale i również całego układu hydraulicznego.

Wydajność chwilowa jest definiowana jako objętość cieczy przepompowywana przez pompę w jednostce czasu w danym momencie. Jest to zmienna dynamiczna, której wartości zazwyczaj różnią się w zależności od kąta obrotu kół zębatach, ale mogą również zależeć od aktualnie występujących obciążeń, a więc ciśnienia w układzie, oraz innych czynników operacyjnych. Umiejętność modelowania i analizy wydajności chwilowej pozwala na znaczne przyspieszenie wprowadzania nowych konstrukcji na rynek.

Z wydajnością chwilową pompy ściśle powiązana jest pulsacja wydajności i odnosi się ona do cyklicznej fluktuacji przepływu cieczy wywołanej pracą kolejnych elementów wyporowych. Pulsacja wydajności jest zjawiskiem niepożądanym, które prowadzi do wibracji całych maszyn, wysokiego hałasu oraz obniżenia efektywności pomp, a także pozostałych elementów w układzie. Pulsacja może również negatywnie wpływać na trwałość komponentów systemu hydraulicznego, powodując ich przedwczesne zużycie. Dlatego szczegółowe badanie i minimalizacja pulsacji są kluczowe dla zapewnienia stabilnej i niezawodnej pracy pomp.

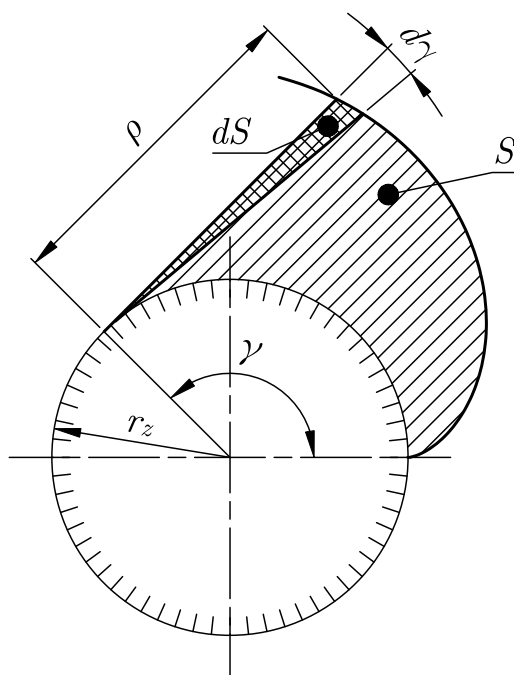
Wydajność średnia to uśredniona wartość wydajności chwilowej pompy. Jest to jeden z najważniejszych wskaźników efektywności pracy pompy, pozwalający na ocenę jej ogólnej wydajności i zdolności do spełniania wymagań projektowych. Znajomość wydajności średniej jest kluczowa ze względu na dobór elementów współpracujących, takich jak: układ napędowy, instalacja, elementy sterujące oraz odbiorniki.

W niniejszym rozdziale szczegółowo omówiono metody określania wydajności chwilowej, pulsacji wydajności oraz wydajności średniej. Przedstawione zostały dwa

modele wyznaczania pulsacji wydajności. Pierwszy – opierający się na modelu analitycznym oraz drugi – numeryczny, bazujący na geometrii CAD zarysu zęba.

4.1. Wydajność chwilowa

Proces wyznaczenia wydajności jednostkowej pompy q_0 należy poprzedzić zdefiniowaniem właściwości geometrycznych ewolwenty. Na rysunku 4.1 przedstawiono graficznie proces powstawania krzywej ewolwentowej z zaznaczonym polem powierzchni S nad kołem zasadniczym, ograniczonym z jednej strony przez krzywą ewolwentową, a z drugiej przez styczną, która ją wykreśla. W dalszej części pole to skrótowo nazywane będzie polem pod ewolwentą.



Rys. 4.1. Pole powierzchni pod ewolwentą

Do wyznaczenia pola powierzchni S zgodnie z rysunkiem 4.1 zdefiniowano przyrost pola powierzchni dS podczas rozwijania ewolwenty, co można zapisać następująco:

$$dS = \frac{1}{2} \rho^2 d\gamma \quad (4.1)$$

Długość stycznej będącej jednocześnie promieniem krzywizny ewolwenty ρ prowadzonej od koła zasadniczego o promieniu r_z w funkcji kąta odwinięcia γ można zapisać:

$$\rho = r_z \gamma \quad (4.2)$$

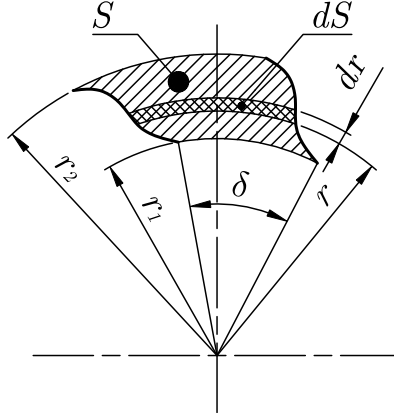
Podstawiając powyższą wartość do równania (4.1) oraz całkując otrzymujemy zależność określającą pole pod ewolwentą:

$$S = \frac{1}{2} \int_0^\gamma r_z^2 \gamma^2 d\gamma \quad (4.3)$$

Rozwiązując powyższą całkę otrzymujemy wzór na pole powierzchni ewolwenty w uzależnieniu od kąta odwinęcia γ :

$$S = \frac{r_z^2 \gamma^3}{6} \quad (4.4)$$

Drugą ważną zależnością niezbędną do wyznaczenia wydajności jednostkowej jest określenie pola powierzchni wyznaczonego przez obrót o kąt δ dowolnego zarysu znajdującego się w zakresie promieni od r_1 do r_2 . Przypadek ogólny, wraz z niezbędnymi zależnościami, zilustrowano na rysunku nr 4.2.



Rys. 4.2. Pole powierzchni wyznaczone poprzez obrót dowolnego zarysu zęba

Elementarny przyrost powierzchni dS powstały poprzez obrót o kąt δ elementarnego fragmentu o grubości dr znajdującego się na wysokości r można zapisać:

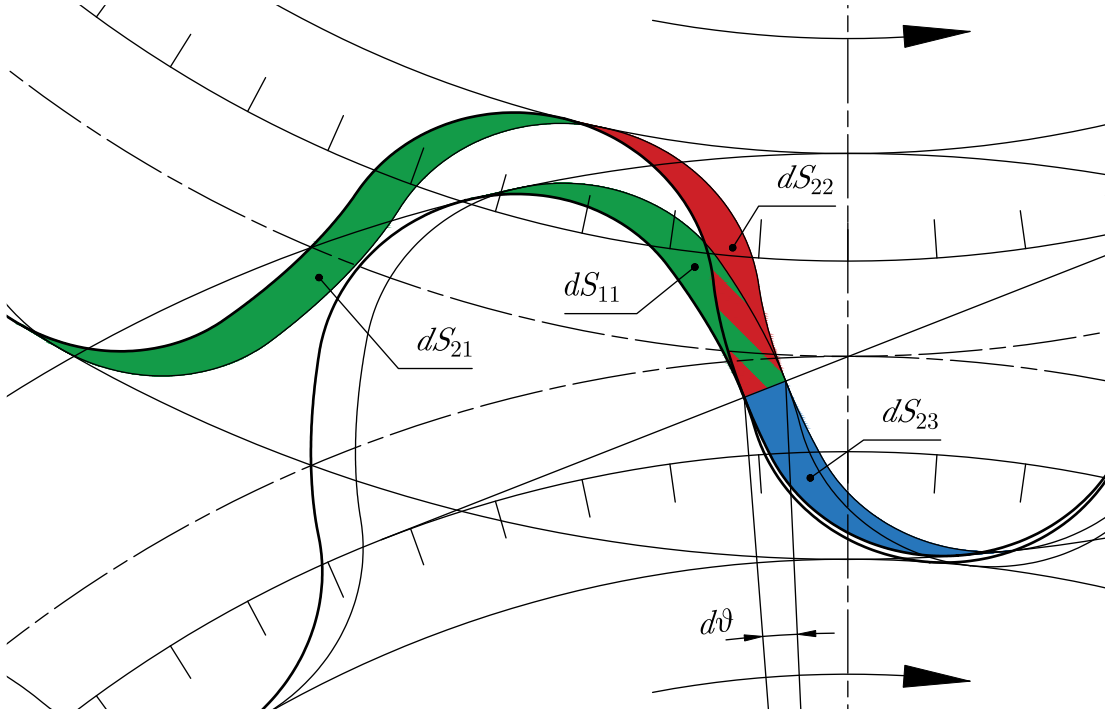
$$dS = r\delta dr \quad (4.5)$$

Rozwiązując powyższą całkę w zakresie promieni od r_1 do r_2 otrzymujemy:

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r\delta dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \delta \quad (4.6)$$

Proces tłoczenia pompy zębatej odbywa się w zazębieniu poprzez wypieranie cieczy roboczej z przestrzeni międzyzębnych na skutek wzajemnej współpracy kół zębatych. Na rysunku 4.3 przedstawiono przekrój czołowy o elementarnej grubości db współpracujących kół zębatych wraz z zaznaczonymi elementarnymi przyrostami przekrojów powstałymi w wyniku elementarnego obrotu kół zębatych o wartość kąta $d\vartheta$. Kolorem zielonym zaznaczono przyrosty dodatnie, natomiast na

czzerwono ujemne. Dodatkowo kolorem niebieskim zaznaczono elementarną zmianę po drugiej stronie linii przyporu, która wykorzystana zostanie w dalszej części obliczeń.



Rys. 4.3. Elementarne przekroje wykorzystane do wyznaczenia wydajności chwilowej

Elementarną zmianę objętości wywołaną poprzez obrót kół zębatych można zapisać poprzez poniższą zależność:

$$dV = (dS_{11} + dS_{21} - dS_{22})db \quad (4.7)$$

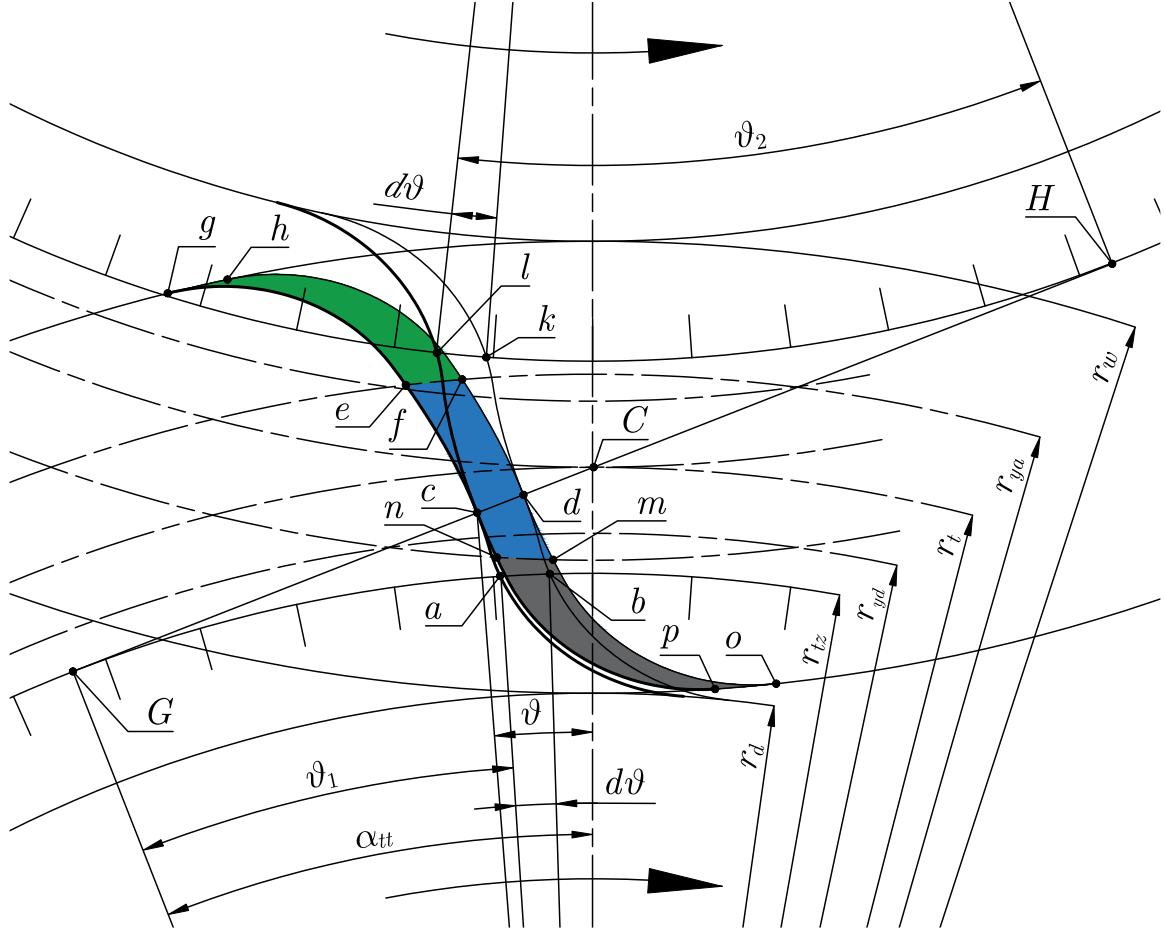
Należy zauważyć, że różnica pomiędzy przekrojem dS_{21} a przekrojem dS_{22} jest równa przekrojowi dS_{23} , oznaczonemu kolorem niebieskim. Powyższe zależności można zatem wyrazić w następujący sposób:

$$dS_{23} = dS_{21} - dS_{22} \quad (4.8)$$

Uwzględniając powyższą różnicę we wzorze (4.7) otrzymujemy zredukowaną postać zależności:

$$dV = (dS_{11} + dS_{23})db \quad (4.9)$$

Aby precyzyjnie określić wartości wcześniej wskazanych przyrostów objętości, na rysunku 4.4 zaprezentowano przekrój czołowy z oznaczeniem kluczowych punktów, kątów i promieni.



Rys. 4.4. Przekrój czołowy elementarnej wydajności pompy z naniesionymi punktami charakterystycznymi oraz niezbędnymi oznaczeniami

Elementarny przekrój zaznaczony na rysunku 4.4 można podzielić na trzy fragmenty. Pierwszy, oznaczony kolorem niebieskim, powstaje w zakresie zarysu ewolwentowego. Drugi, zaznaczony na zielono, powstaje w obszarze wierzchołka koła czynnego oraz trzeci, szary, powstaje analogicznie jak zielony, jednakże wyznaczony poprzez obrót zarysu wierzchołka zęba koła biernego. Zgodnie z punktami zaznaczonymi na rysunku 4.4 elementarny przyrost objętości w komorze tłocznej możemy przedstawić poniższą zależnością:

$$dV = (dS_{efhg} + dS_{cdfe} + dS_{cdmn} + dS_{nmop})db \quad (4.10)$$

Wydajności w części ewolwentowej nad linią przyporu wyznaczamy jako różnicę przekroju powstałego poprzez obrót zarysu dS_{abfe} oraz pola zakreślonego poprzez zarys pod linią przyporu:

$$dS_{cdfe} = dS_{abfe} - dS_{abdc} \quad (4.11)$$

Analogicznie do powyższego równania można sformułować zależność dla przekroju w części ewolwentowej znajdującego się pod linią przyporu:

$$dS_{cdmn} = dS_{lkmn} - dS_{cdkl} \quad (4.12)$$

Na podstawie wcześniej wyprowadzonej zależności (4.6) zmianę pól wyznaczonych przez obrót zarysu ograniczony od dołu i góry łukami można zapisać:

$$dS_{abfe} = \frac{r_{ya}^2 - r_{tz}^2}{2} d\vartheta \quad (4.13)$$

$$dS_{lkmn} = \frac{r_{ya}^2 - r_{tz}^2}{2} d\vartheta \quad (4.14)$$

Następnie, wykorzystując metodę określania pola powierzchni pod ewolwentą przedstawioną na rysunku nr 4.1, fragmenty dS_{abdc} oraz dS_{cdkl} można zapisać w postaci poniższych różnic:

$$dS_{abdc} = S_{Gbd} - S_{Gac} \quad (4.15)$$

$$dS_{cdkl} = S_{Hcl} - S_{Hdk} \quad (4.16)$$

Podstawiając wyprowadzoną wcześniej zależność na pole powierzchni pod ewolwentą (4.4) do powyższych wzorów otrzymujemy:

$$dS_{abdc} = \frac{r_{tz}^2}{6} [(\vartheta_1 + d\vartheta)^3 - \vartheta_1^3] = \frac{r_{tz}^2}{6} [\vartheta_1^3 + 3\vartheta_1^2 d\vartheta + 3\vartheta_1 d\vartheta^2 + d\vartheta^3 - \vartheta_1^3] \quad (4.17)$$

$$dS_{cdkl} = \frac{r_{tz}^2}{6} [\vartheta_2^3 - (\vartheta_2 - d\vartheta)^3] = \frac{r_{tz}^2}{6} [\vartheta_2^3 - \vartheta_2^3 + 3\vartheta_2^2 d\vartheta - 3\vartheta_2 d\vartheta^2 + d\vartheta^3] \quad (4.18)$$

Upraszczając, jednocześnie odrzucając nieskończenie małe wielkości wyższych rzędów, powyższe zależności można zapisać w postaci:

$$dS_{abdc} = \frac{r_{tz}^2 \vartheta_1^2}{2} d\vartheta \quad (4.19)$$

$$dS_{cdkl} = \frac{r_{tz}^2 \vartheta_2^2}{2} d\vartheta \quad (4.20)$$

Zależność pomiędzy kątami ϑ_1 oraz ϑ_2 wyznaczono korzystając z właściwości ewolwenty oraz zazębienia ewolwentowego:

$$\begin{cases} \overline{GH} = \overline{Gc} + \overline{cH} = r_{tz}\vartheta_1 + r_{tz}\vartheta_2 = r_{tz}(\vartheta_1 + \vartheta_2) \\ \overline{GH} = 2r_{tz} \operatorname{tg} \alpha_{tt} \end{cases} \quad (4.21)$$

$$\vartheta_2 = 2 \operatorname{tg} \alpha_{tt} - \vartheta_1 \quad (4.22)$$

Dodatkowo, ponownie korzystając z zależności (4.6) przyrost pola powierzchni wyznaczony poprzez obrót wierzchołków kół zębatych można zapisać:

$$dS_{efhg} = \frac{r_w^2 - r_{ya}^2}{2} d\vartheta \quad (4.23)$$

$$dS_{nmop} = \frac{r_w^2 - r_{ya}^2}{2} d\vartheta \quad (4.24)$$

Podstawiając wszystkie wyprowadzone wyżej zależności na elementarne przyrosty pola powierzchni do wzoru (4.10) otrzymujemy:

$$dV = \left(\frac{r_w^2 - r_{ya}^2}{2} d\vartheta + \frac{r_{ya}^2 - r_{tz}^2}{2} d\vartheta - \frac{r_{tz}^2 \vartheta_1^2}{2} d\vartheta + \frac{r_{ya}^2 - r_{tz}^2}{2} d\vartheta - \frac{r_{tz}^2 \vartheta_2^2}{2} d\vartheta + \frac{r_w^2 - r_{ya}^2}{2} d\vartheta \right) db$$

Po uporządkowaniu otrzymujemy zależność na elementarny przyrost objętości przekroju uzależniony od kąta ϑ_1 :

$$dV = \left(r_w^2 - r_{tz}^2 - \frac{r_{tz}^2}{2} (\vartheta_1^2 + (2 \operatorname{tg} \alpha_{tt} - \vartheta_1)^2) \right) db d\vartheta \quad (4.25)$$

Następnie, w celu uporządkowania powyższego równania, wykonano poniżej przedstawione operacje mające na celu odszukanie charakterystycznych zależności trygonometrycznych:

$$dV = (r_w^2 - r_{tz}^2 - r_{tz}^2 (2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{tt} - 2 \operatorname{tg} \alpha_{tt} \vartheta_1 + \vartheta_1^2)) db d\vartheta \quad (4.26)$$

$$dV = (r_w^2 - r_{tz}^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{tt}) - r_{tz}^2 (\operatorname{tg}^2 \alpha_{tt} - 2 \operatorname{tg} \alpha_{tt} \vartheta_1 + \vartheta_1^2)) db d\vartheta \quad (4.27)$$

Uwzględniając zależność trygonometryczną pomiędzy cosinusem a tangensem $\cos \alpha_{tt} = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{tt}}$ oraz zależność pomiędzy wartością promienia koła zasadniczego ewolwenty a promieniem tocznym $\frac{r_{tz}}{\cos \alpha_{tt}} = r_t$ otrzymano poniższą zależność:

$$dV = (r_w^2 - r_t^2 - r_{tz}^2 (\operatorname{tg} \alpha_{tt} - \vartheta_1)^2) db d\vartheta \quad (4.28)$$

Odległość s aktualnego punktu styku c od centralnego punktu zazębienia C w funkcji kąta ϑ_1 można wyznaczyć z następującej zależności:

$$s(\vartheta_1) = \overline{Gc} - \overline{GC} = r_{tz} \vartheta_1 - r_{tz} \operatorname{tg} \alpha_{tt} = r_{tz} (\vartheta_1 - \operatorname{tg} \alpha_{tt}) \quad (4.29)$$

Podstawiając zależność (4.29) oraz uwzględniając definicję prędkości kątowej ω jako zmiany kąta $d\vartheta$ w czasie dt ($\omega = \frac{d\vartheta}{dt}$) do równania (4.28) otrzymujemy:

$$dV = \omega (r_w^2 - r_t^2 - s^2) db dt \quad (4.30)$$

Mając na uwadze, że zmiana objętości dV w czasie dt jest definicją objętościowego natężenia przepływu możemy wyznaczyć elementarną wydajność chwilową dq dla elementarnego przekroju czołowego db zarysu złożonego z fragmentu ewolwenty i dowolnego kształtu wierzchołka zęba oraz dna wrębu:

$$dq = \frac{dV}{dt} = \omega(r_w^2 - r_t^2 - s^2)db \quad (4.31)$$

Niestety powyższa zależność, mimo że w znacznym stopniu przypomina wydajność chwilową klasycznych pomp zębatych z zębami prostymi, nie może zostać zależnością uniwersalną dla każdego zarysu hybrydowego opartego na zarysie ewolwentowym. W procesie wyznaczania zależności zmiany pola powierzchni założono, że punkt styku porusza się jedynie w zakresie ewolwentowym, czyli po linii przyporu. W takim przypadku odległość punktu styku od centralnego punktu zazębienia mieści się dokładnie w zakresie $-\frac{p_{tz}}{4} \leq s < \frac{p_{tz}}{4}$. Taka sytuacja w całym cyklu tłoczenia wystąpi jedynie w pompach, w których czołowy stopień przyporu będzie wynosić dokładnie $\varepsilon_\alpha = 0.5$, co bezpośrednio wynika z zależności (3.6). Zatem ostateczna zależność elementarnej wydajności chwilowej w dowolnym przekroju czołowym pompy wynosi:

$$dq = \omega(r_w^2 - r_t^2 - s^2)db \text{ dla } -\frac{p_{tz}}{4} \leq s < \frac{p_{tz}}{4} \quad (4.32)$$

Powyższe równanie można uzależnić od kąta ϑ położenia przekroju czołowego względem centralnego punktu zazębienia C wykorzystując poniższą własność ewolwenty:

$$s = r_{tz}\vartheta \quad (4.33)$$

Podstawiając zależność (4.33) do równania (4.32) oraz określając jednocześnie periodyczność funkcji otrzymujemy równanie:

$$\begin{cases} dq(\vartheta) = \omega(r_w^2 - r_t^2 - r_{tz}^2\vartheta^2)db & \text{dla } -\frac{\pi}{2z} \leq \vartheta < \frac{\pi}{2z} \\ dq\left(\vartheta + k\frac{\pi}{z}\right) = dq(\vartheta) & \text{dla } k \in \mathbb{Z} \end{cases} \quad (4.34)$$

Dla dowolnego przekroju czołowego śrubowych kół zębatych o kącie pochylenia linii zęba β można wyznaczyć następującą zależność położenia punktu styku od współrzędnej szerokości wieńca b oraz kąta obrotu kół zębatych φ :

$$\vartheta(\varphi, b) = \frac{\operatorname{tg} \beta}{r_p} b + \varphi \quad (4.35)$$

Aby wyznaczyć zależność wydajności chwilowej dla pompy o długości wieńca wynoszącym b należy scałkować powyższe równanie po db w zakresie od 0 do b uwzględniając periodyczność funkcji $dq(\vartheta)$.

$$q(\varphi) = \int_0^b dq[\vartheta(\varphi, b)] \quad (4.36)$$

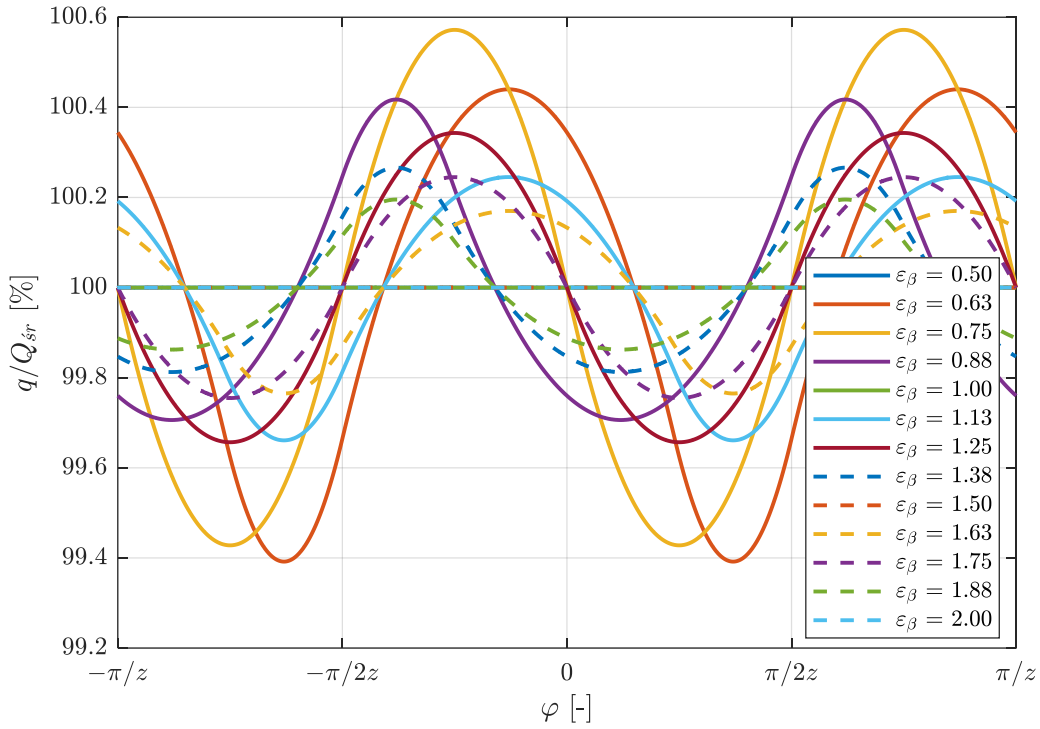
Ze względu na periodyczność, analityczna postać rozwiązania powyższej zależności jest bardzo złożona, ponieważ będzie miała formę funkcji wieloprzedziałowej, gdzie poszczególne przedziały będą zależne między innymi od kąta obrotu kół zębatach, szerokości wieńca oraz kąta pochylenia linii zęba. Ponadto, funkcje w tych przedziałach stanowią sumę rozwiązań całek w różnych zakresach. Mając na uwadze, że celem tworzenia nauki jest słuzenie technice, opracowany model analityczny od tego momentu będzie rozwiązywany numerycznie, co zwiększy jego przydatność w praktyce inżynierskiej. W pierwszej kolejności, aby przy użyciu narzędzi matematycznych wyeliminować przedziałowość funkcji, równanie (4.36) zostanie zapisane za pomocą arytmetyki modularnej (arytmetyki reszt) [122], uzyskując:

$$q(\varphi) = \int_0^b \omega \left(r_w^2 - r_t^2 - r_{tz}^2 \left(\left[\frac{\operatorname{tg} \beta}{r_p} b + \varphi + \frac{\pi}{2z} \right] \left(\operatorname{mod} \frac{\pi}{z} \right) - \frac{\pi}{2z} \right)^2 \right) db \quad (4.37)$$

W powyższym równaniu zapis $\left[\frac{\operatorname{tg} \beta}{r_p} b + \varphi + \frac{\pi}{2z} \right] \left(\operatorname{mod} \frac{\pi}{z} \right)$, zgodnie z przyjętymi zasadami, oznacza resztę z dzielenia wyrażenia w pierwszym nawiasie po podzieleniu przez dzielnik $\frac{\pi}{z}$. W celu uzyskania numerycznego rozwiązania powyższego równania, operację całkowania można zastąpić sumowaniem dzieląc szerokość wieńca na n skończonych fragmentów, co prowadzi do następującej zależności:

$$q(\varphi) = \sum_{i=0}^n \omega \left(r_w^2 - r_t^2 - r_{tz}^2 \left(\left[\frac{\operatorname{tg} \beta}{r_p} \frac{ib}{n} + \varphi + \frac{\pi}{2z} \right] \left(\operatorname{mod} \frac{\pi}{z} \right) - \frac{\pi}{2z} \right)^2 \right) \frac{b}{n} \quad (4.38)$$

Na rysunku nr 4.5 przedstawiono numeryczne rozwiązanie postaci analitycznej wydajności chwilowej według zależności (4.38) dla pompy o liczbie zębów wynoszącej $z = 10$. Na wykresie zestawiono przebiegi wydajności dla różnych szerokości wieńca b wyrażonych poprzez poskokowy stopień przyporu ε_β obliczony zgodnie z zależnością (3.16). Ze względu na fakt, iż wydajność pompy zębatej w uproszczeniu proporcjonalna jest do szerokości wieńca b , w celu ułatwienia porównania, na wspomnianym wykresie wydajność chwilową przedstawiono w postaci względnej, jako stosunek wydajności chwilowej q odniesionej do wydajności średniej $Q_{\text{śr}}$, opisanej w dalszej części pracy (4.40).



Rys. 4.5. Wydajność chwilowa odniesiona do wydajności średniej dla różnych szerokości wieńca o poskokowym stopniu pokrycia ε_β w zakresie 0,5 do 2

Na zaprezentowanym wykresie można zauważyć, że dla poskokowego stopnia pokrycia ε_β , będącego wielokrotnością liczby 0,5, następuje całkowita redukcja pulsacji wydajności. Można zauważyć również ogólną tendencję, że osiągane ekstrema, wraz ze wzrostem poskokowej liczby przyporu, ociągają coraz niższe amplitudy względem wydajności średniej. Szerszą analizę tego zagadnienia przedstawiono w podrozdziale nr 4.3.

4.2. Wydajność średnia

Teoretyczna wydajność średnia jest jednym z kluczowych parametrem pompy, którego znajomość niezbędna jest w trakcie projektowania układów hydrostatycznych. W praktyce operuje się głównie wydajnością jednostkową q_0 będącą stosunkiem wydajności średniej Q_{sr} i prędkości obrotowej n :

$$q_0 = \frac{Q_{sr}}{n} \quad (4.39)$$

Taka postać pozwala konstruktorowi szybko wyznaczyć teoretyczną wydajność średnią lub jej zakres w zależności od zastosowanego napędu pompy.

Wyznaczona we wcześniejszym podrozdziale zależność (4.36) opisująca przebieg wydajności chwilowej $q(\varphi)$ stanowi podstawę do wyznaczenia teoretycznej

wydajności średniej pompy $Q_{\dot{s}r}$. Wartość tę uzyskuje się poprzez scałkowanie wydajności chwilowej $q(\varphi)$ w zakresie kąta obrotu koła zębatego φ , mieszczącego się w jednym cyklu pracy $-\frac{\pi}{2z} \leq \varphi < \frac{\pi}{2z}$, a następnie podzielenie wyniku przez okres całkowania. Powyższą operację przedstawia się matematycznie w następujący sposób:

$$Q_{\dot{s}r} = \frac{z}{\pi} \int_{-\frac{\pi}{2z}}^{\frac{\pi}{2z}} q(\varphi) d\varphi \quad (4.40)$$

Wyznaczona powyżej teoretyczna wydajność średnia nie uwzględnia przecieków wewnętrznych pompy, występujących głównie w szczelinach osiowych i promieniowych, a także mogące wystąpić w zazębieniu.

4.3. Pulsacja wydajności teoretyczna

Pulsację wydajności przyjęło się wyrażać jako współczynnik nierównomierności wydajności [95]:

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{\dot{s}r}} \quad (4.41)$$

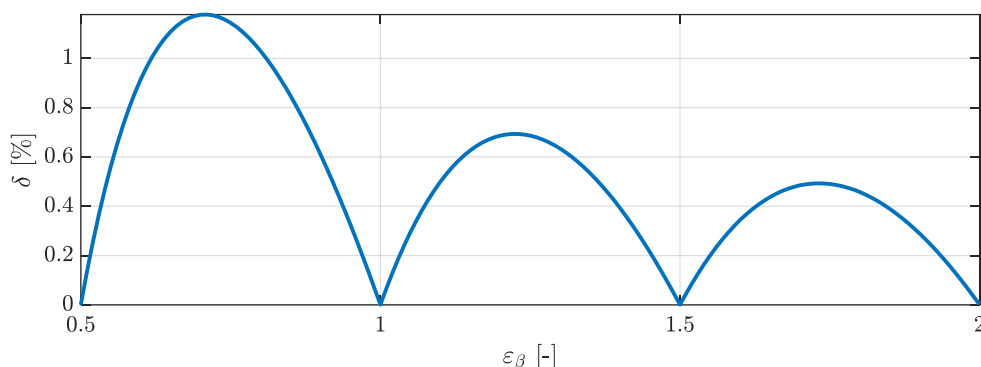
Wartości: maksymalną Q_{max} oraz minimalną Q_{min} z powyższej zależności wyznacza się następująco:

$$Q_{max} = \max[q(\varphi)] \quad (4.42)$$

$$Q_{min} = \min[q(\varphi)] \quad (4.43)$$

Rozwiązania analityczne powyższych wartości ekstremów, ze względu na skomplikowaną już postać rozwiązania przebiegu wydajności chwilowej $q(\varphi)$ (4.36), zostały pominięte. W dalszej części, podobnie jak przy przebiegach wydajności chwilowych, posłużono się rozwiązaniem numerycznym. Na rysunku nr 4.6 przedstawiono wartość współczynnika nierównomierności wydajności δ w zależności od szerokości wieńca b wyrażonej podobnie jak poprzednio poprzez poskokowy stopień przyporu ε_β obliczony zgodnie z zależnością (3.16). Zgodnie z oczekiwaniami oraz literaturą dla poskokowej liczby przyporu będącej wielokrotnością liczby 0,5 ($\varepsilon_\beta = \frac{k}{2}$ dla $k \in \mathbb{Z}^+$) współczynnik nierównomierności wydajności całkowicie się redukuje. Na wykresie uwzględniono jedynie pewien zakres poskokowej liczby przyporu. Ograniczenie od dołu wynoszące $\varepsilon_\beta \geq 0,5$ wynika z braku ciągłości zazębienia poniżej tej wartości, co spowodowane jest faktem, iż całkowita liczba przyporu ε_γ spadłaby wtedy poniżej jedności. Z drugiej strony ograniczono się do poskokowej liczby przyporu $\varepsilon_\beta \leq 2$ ze względu na zmniejszenie liczby wierzchołków na obwodzie

zapewniających szczelność pomiędzy komorami wysokiego i niskiego ciśnienia. Warto zauważyć, iż współczynnik nierównomierności wydajności pomiędzy wartościami stopnia pokrycia wygaszającymi pulsację, w miarę zwiększania szerokości wieńca, osiąga coraz niższe ekstrema.



Rys. 4.6. Pulsacja wydajności w zależności od długości wieńca wyrażonej poprzez poskokową liczbę przyporu

4.4. Pulsacja wydajności rozwiązanie numeryczne

Zaprezentowany w podrozdziale 4.1 model przebiegu wydajności chwilowej pompy został wyznaczony z założeniem, że zarys zęba w przekroju czołowym składa się z zarysu ewolwentowego o czołowym stopniu przyporu ε_α wynoszącym dokładnie 0,5, natomiast kształt wierzchołka zęba i współpracującego dna jest dowolny z zastrzeżeniem, że w momencie przejścia z czynnej flanki ewolwentowej na bierną następuje ciągły styk na całej długości wierzchołka i dna pomiędzy flankami ewolwentowymi. W przypadku zarysu, w którym skrócono zakres ewolwentowy (zmniejszono czołowy stopień przyporu poniżej wartości 0,5) analityczny model przedstawiony we wcześniejszych podrozdziałach nie będzie rozwiązaniem dokładnym. W rozważaniach analitycznych przyjęto, że punkt styku zawsze porusza się po linii przyporu zarysu ewolwentowego. W zarysie o obniżonej czołowej liczbie przyporu punkt styku, po opuszczeniu linii przyporu, będzie poruszać się po wierzchołku (i dnie zębów współpracujących) odbiegając w ten sposób od przyjętego na pewnym etapie założenia. W celu stworzenia uniwersalnej metody wyznaczania pulsacji wydajności zarysu dowolnego, gdzie nawet fragment odpowiedzialny za przenoszenie momentu nie musi być zarysem ewolwentowym opracowano algorytm wyznaczania przebiegu wydajności chwilowej.

Opracowany algorytm został przedstawiony w dalszej części pracy w sposób matematyczny, gotowy do implementacji. Niemniej jednak, ze względu na opracowanie autorskiego algorytmu przy kooperacji z przemysłem, pliki źródłowe oraz

fragmenty kodu nie zostaną zaprezentowane. Opracowane algorytmy zostały zaimplementowane w komercyjnym oprogramowaniu, które zostało udostępnione na te cele w postaci otwartej przez partnera z przemysłu.

Do obliczeń numerycznych przyjęto, że wieniec kół zębatach podzielony jest wzdłuż osi kół na n plastrów o skończonej grubości Δb wynoszącej:

$$\Delta b = \frac{b}{n} \quad (4.44)$$

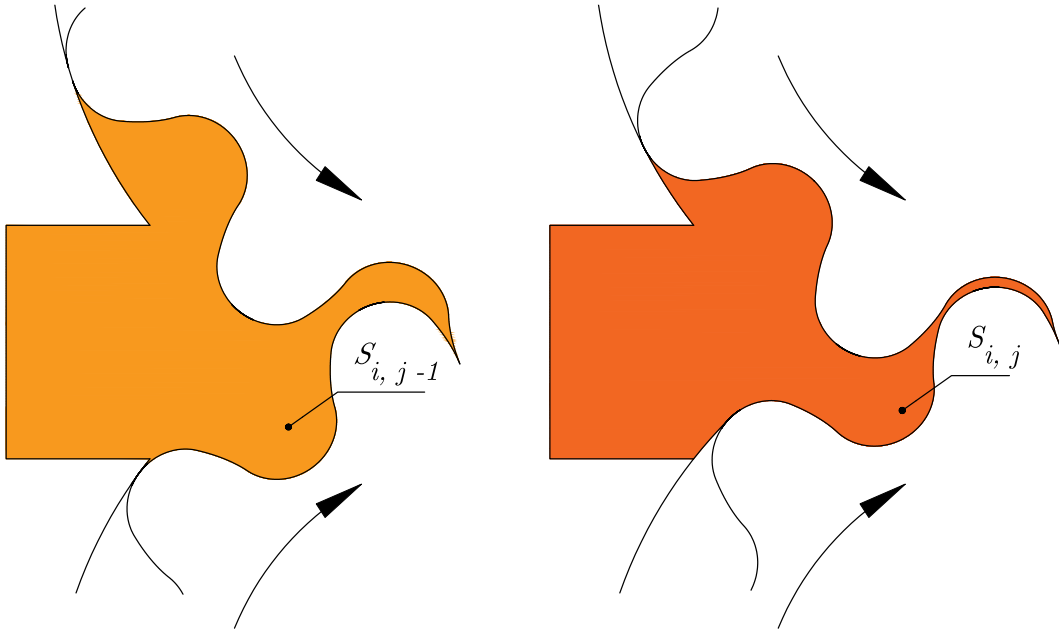
Składową objętości cieczy wypartej poprzez skończony obrót z położenia kąowego ϑ_{j-1} do położenia ϑ_j współpracujących kół zębatach w i -tym przekroju można wyznaczyć następująco:

$$\Delta V_{i,j} = \Delta S_{i,j} \Delta b \quad (4.45)$$

Zmiana przekroju przestrzeni międzyzębnej $\Delta S_{i,j}$ wyznaczana jest jako różnica powierzchni w pomiędzy położeniem j a $j-1$, co można zapisać w postaci:

$$\Delta S_{i,j} = S_{i,j-1} - S_{i,j} \quad (4.46)$$

W celu wyznaczenia powyższej zmiany przekroju przestrzeni międzyzębnej $\Delta S_{i,j}$ konieczne jest określenie punktu styku kół zębatach. Opracowany algorytm przyjmuje punkt styku jako minimum odległości pomiędzy zarysami. Na rysunku nr 4.7 przedstawiono graficznie analizowane kolejne przekroje komory tłocznej pompy.



Rys. 4.7. Interpretacja graficzna fragmentu wyznaczanego pola powierzchni w przestrzeniach międzyzębnych w kolejnych krokach obliczeniowych

Korzystając z definicji objętościowego natężenia przepływu jako ilorazu zmiany objętości do czasu, w którym ta zmiana nastąpiła, można zapisać składową wydajności $\Delta q_{i,j}$ dla i -tego przekroju kół zębatach:

$$\Delta q_{i,j} = \frac{\Delta V_{i,j}}{\Delta t} = \frac{\Delta S_{i,j} \Delta b}{\Delta t} \quad (4.47)$$

Aby powiązać przyrost czasu Δt z obrotem kół zębatach, ponownie skorzystano z definicji prędkości obrotowej, co w tym przypadku można zapisać jako:

$$\omega = \frac{\Delta \vartheta}{\Delta t} = \frac{\vartheta_j - \vartheta_{j-1}}{\Delta t} \quad (4.48)$$

Wyznaczając z powyższego równania przyrost czasu Δt , a następnie wstawiając go do równania (4.47) otrzymujemy wydajność i -tego przekroju w j -tym położeniu kątowym kół zębatach:

$$\Delta q_{i,j} = \frac{\omega \Delta S_{i,j} \Delta b}{\Delta \vartheta} \quad (4.49)$$

Wartość chwilowego natężenia przepływu w j -tym położeniu kół zębatach można wyznaczyć poprzez sumę składowych wydajności wzdłuż całej długości wieńca:

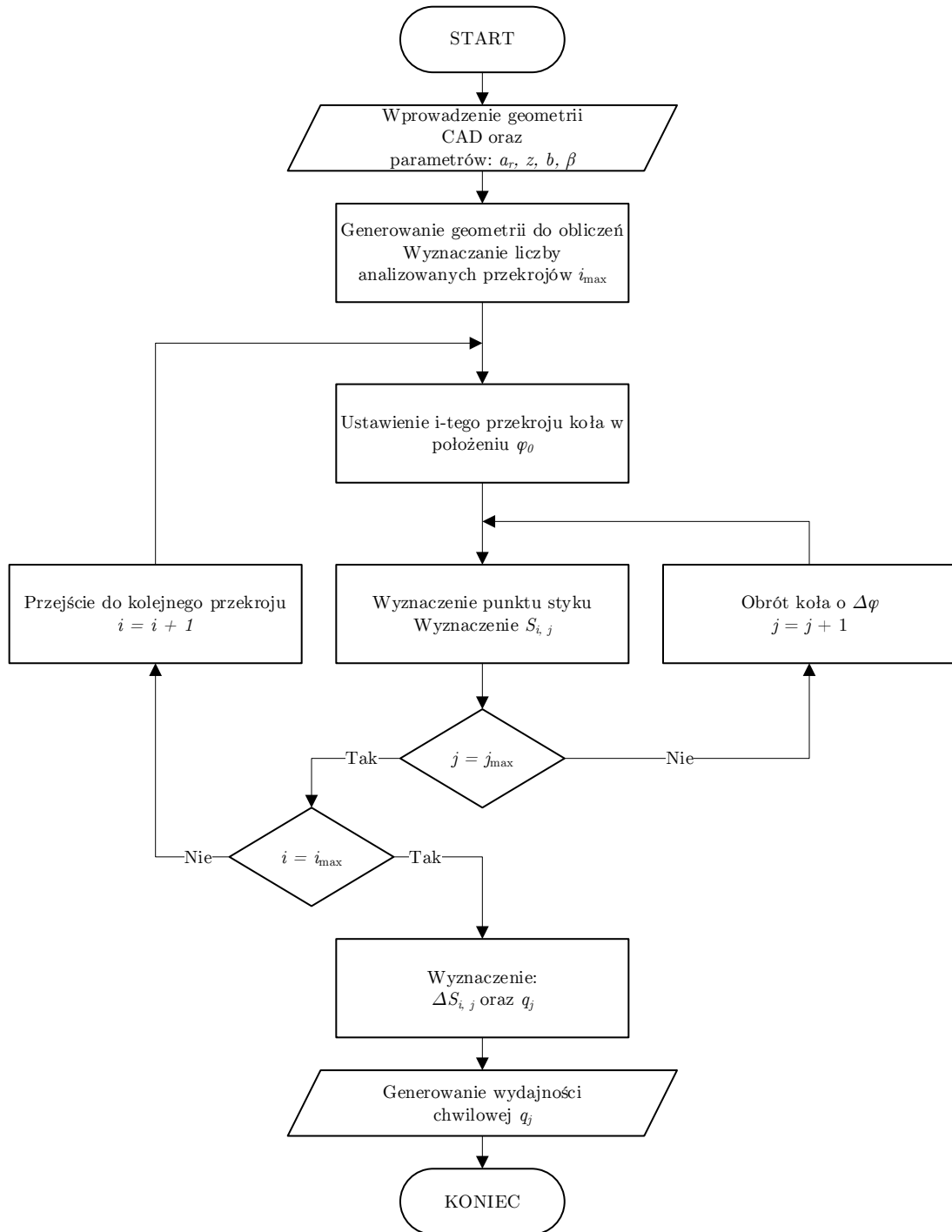
$$q_j = \sum_{i=1}^n \Delta q_{i,j} = \frac{\omega \Delta b}{\Delta \vartheta} \sum_{i=1}^n \Delta S_{i,j} \quad (4.50)$$

Algorytm rozwiązywania powyższego modelu numerycznego, przedstawiony na rysunku nr 4.8 w postaci schematu blokowego, ilustruje krok po kroku proces obliczeniowy. Schemat ten umożliwia prześledzenie kolejnych etapów przetwarzania danych wejściowych, takich jak parametry geometryczne i fizyczne układu, w celu uzyskania wyników.

Poszczególne bloki schematu obejmują:

- Wprowadzenie danych początkowych – takich jak: geometria koła zębatego, kąty, liczba zębów oraz szerokość wieńca.
- Definiowanie warunków początkowych – przetworzenie geometrii zęba na zamkniętą geometrię fragmentu przestrzeni w komorze tłocznej oraz określenie początkowych wartości zmiennych potrzebnych do uruchomienia algorytmu.
- Obliczenia iteracyjne – w których algorytm przeprowadza operacje matematyczne zgodnie z założonym modelem.
- Kalkulacja wyników końcowych – gdzie ostateczne wartości wydajności są wyliczane na podstawie wcześniejszych obliczeń.

- Przedstawienie wyników – prezentacja wyników końcowych, np. w formie tabel lub/i wykresów, które mogą być bezpośrednio wykorzystane do dalszych analiz inżynierskich.



Rys. 4.8. Schemat blokowy algorytmu wyznaczania przebiegu wydajności chwilowej

Należy tutaj zauważyć, że każdy z i -tych przekrojów czołowych jest identyczny względem pozostałych, a jedyną różnicą pomiędzy nimi jest przesunięcie w fazie, które można wyznaczyć na podstawie własności zazębienia śrubowego oraz

zależności trygonometrycznych. Przesunięcie fazowe $\Delta\varphi$ pomiędzy dwoma kolejnymi przekrojami można wyznaczyć następująco:

$$\Delta\varphi = \frac{\operatorname{tg} \beta \Delta b}{r} \quad (4.51)$$

Uwzględniając powyższy fakt, w celu znacznego przyspieszenia obliczeń, można powiązać ze sobą elementarny krok kąta obrotu $\Delta\vartheta$ kół zębatych w trakcie wyznaczania zmian powierzchni $\Delta S_{i,j}$ z grubością elementarną Δb składowych przekrojów, co uczyniono poniższym równaniem:

$$\Delta b = \frac{r \Delta\vartheta}{\operatorname{tg} \beta} \quad (4.52)$$

W takim przypadku zmiana powierzchni w j -tym położeniu kół zębatych generowana przez przekrój $i + 1$ (lub $i - 1$ w zależności od zwrotu kąta pochylenia linii zęba względem kierunku obrotu kół zębatych) będzie równa zmianie powierzchni dla przekroju poprzedniego (i -tego) w kolejnym położeniu kątowym ($j + 1$), co zapisano w poniższej równości:

$$\Delta S_{i+1,j} = \Delta S_{i,j+1} \quad (4.53)$$

Dzięki powyższym założeniom metodę wyznaczania zmiany powierzchni można ograniczyć dla jednego przekroju (najlepiej pierwszego) jednocześnie upraszczając zapis zmian przekroju $\Delta S_{i,j}$ w następujący sposób: $\Delta S_{i=1,j} = \Delta S_j$. Uwzględniając wszystkie powyższe założenia przebieg pulsacji wydajności w j -tym przekroju można wyznaczyć korzystając z poniższej zależności:

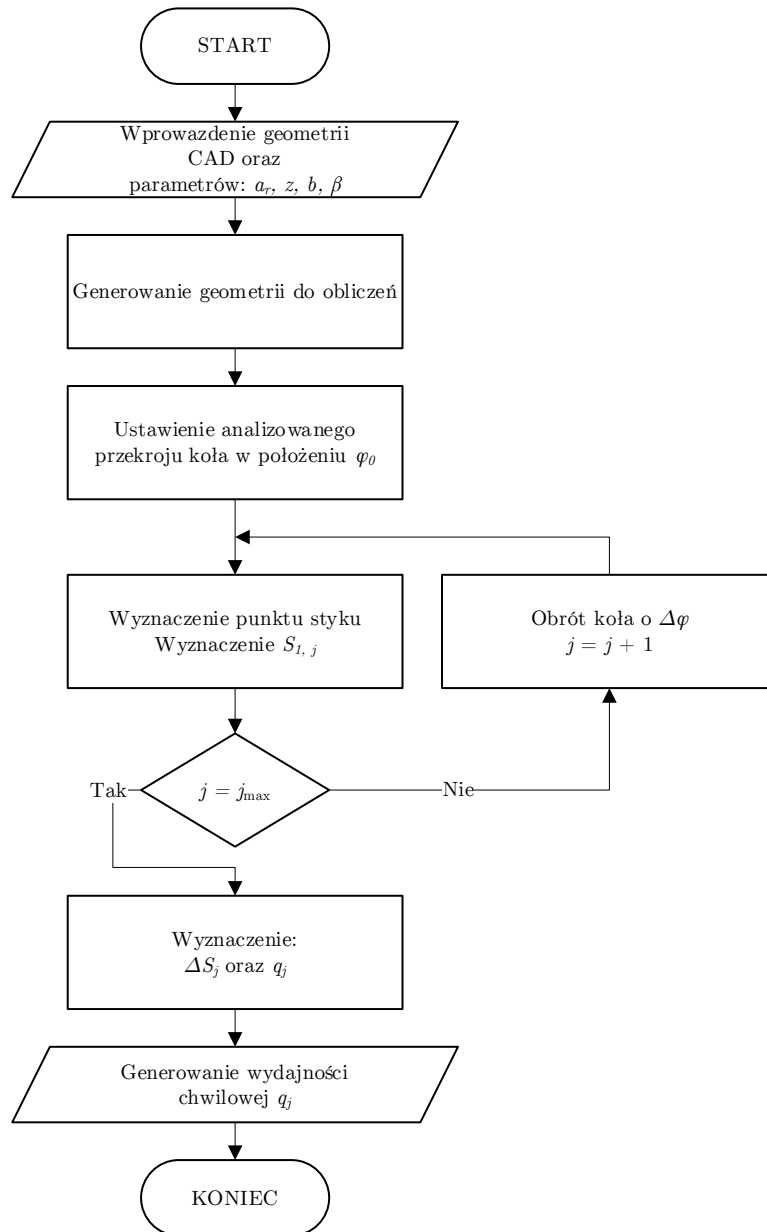
$$q_j = \frac{\omega \Delta b}{\Delta\vartheta} \sum_j^{j+n_\vartheta} \Delta S_j \quad (4.54)$$

W powyższym równaniu wprowadzono nową liczbę przekrojów n_ϑ różną od wcześniej przyjętej, na które podzielono wieńce kół zębatych zgodnie z zasadą przedstawioną w równaniu (4.52). Wartość tej liczby można wyznaczyć wykorzystując poniższą zależność.

$$n_\vartheta = \frac{b}{\Delta b} = \frac{b \operatorname{tg} \beta}{r \Delta\vartheta} \quad (4.55)$$

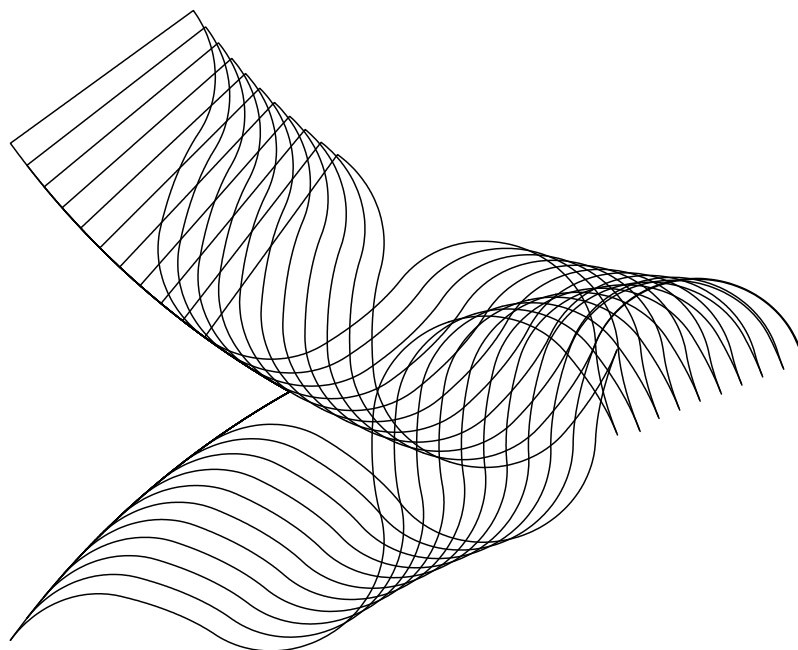
Algorytm rozwiązywania powyższego, zoptymalizowanego pod kątem czasu obliczeń, modelu numerycznego został przedstawiony w postaci schematu blokowego na rysunku nr 4.9. Schemat ten ilustruje zredukowaną liczbę operacji oraz usprawnienia wprowadzające efektywność czasową, co pozwala na szybsze uzyskiwanie wyników bez utraty precyzji obliczeń. Opracowanie i wdrożenie takiego algorytmu

jest kluczowe w kontekście obliczeń inżynierskich, gdzie czas wykonania symulacji często ma istotne znaczenie dla praktycznego zastosowania modelu.



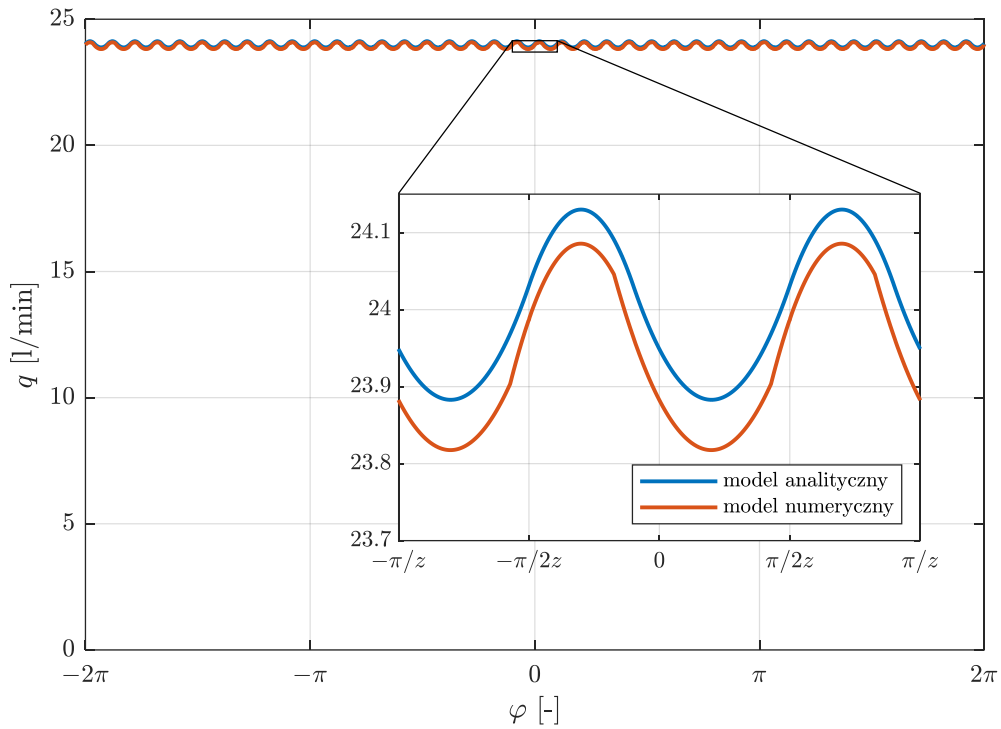
Rys. 4.9. Schemat blokowy zoptymalizowanego algorytmu wyznaczania przebiegu wydajności chwilowej

Na rysunku nr 4.10 graficznie przedstawiono przykładowe kolejne iteracje programu wyznaczającego pulsację wydajności w oparciu o przedstawiony algorytm rozwiązywania modelu numerycznego. Ilustracja, oprócz fragmentów zarysu, zawiera dodatkowe krzywe ograniczające obszar komór roboczych w celu wyznaczenia pola powierzchni komory dla każdego z kolejnych analizowanych położów kół zębanych.

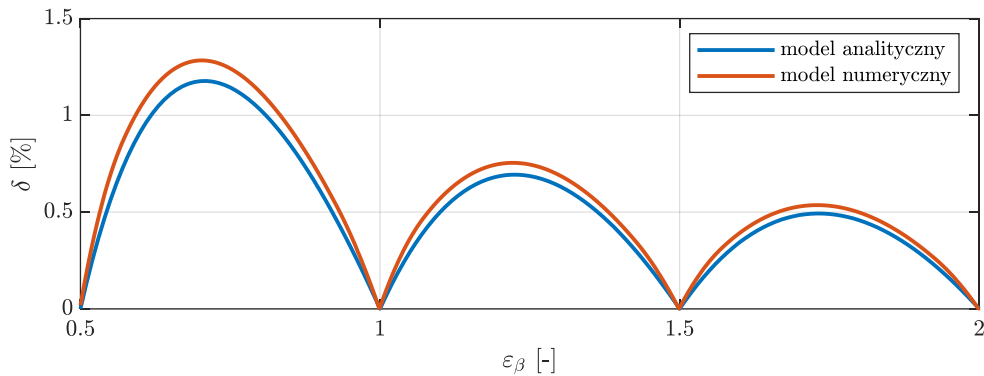


Rys. 4.10. Graficzne przedstawienie przykładowych jedenastu iteracji algorytmu numerycznego

W pierwszej kolejności opracowany algorytm przetestowano na przykładowym zarysie hybrydowym z rodziny o czołowym stopniu przyporu $\varepsilon_\alpha = 0.5$, dla której wcześniej opracowano model analityczny. Rozwiązanie numeryczne w porównaniu do rozwiązania analitycznego dla przykładowego zarysu o poskokowym stopniu przyporu $\varepsilon_\beta = 0.8$ przedstawiono na rysunku nr 4.11. Na przebiegu wydajności chwilowej otrzymanej z rozwiązania modelu numerycznego można zaobserwować charakterystyczne miejsca, w których dochodzi do ostrych przejść, czego nie odnotowano w przypadku modelu analitycznego. Rozbieżność ta jest wynikiem pewnej niejednoznaczności w procesie numerycznego określania aktualnego punktu styku ząbienia. Niemniej jednak algorytm numeryczny odwzorowuje wydajność średnią w porównaniu do rozwiązania analitycznego z błędem na poziomie 0,24 %, co stanowi praktycznie niezauważalną różnicę. Nieco większe różnice odnotowano w przypadku odwzorowania przebiegu pulsacji wydajności, które przedstawiono na rysunku 4.12 w formie porównania współczynnika nierównomierności wydajności δ w zależności od szerokości wieńca wyrażonej w postaci poskokowej liczby przyporu ε_β . Błąd względny dla maksymalnej wartości współczynnika nierównomierności wydajności (przy $\varepsilon_\beta = 0,71$) wynosi 8,9 %.



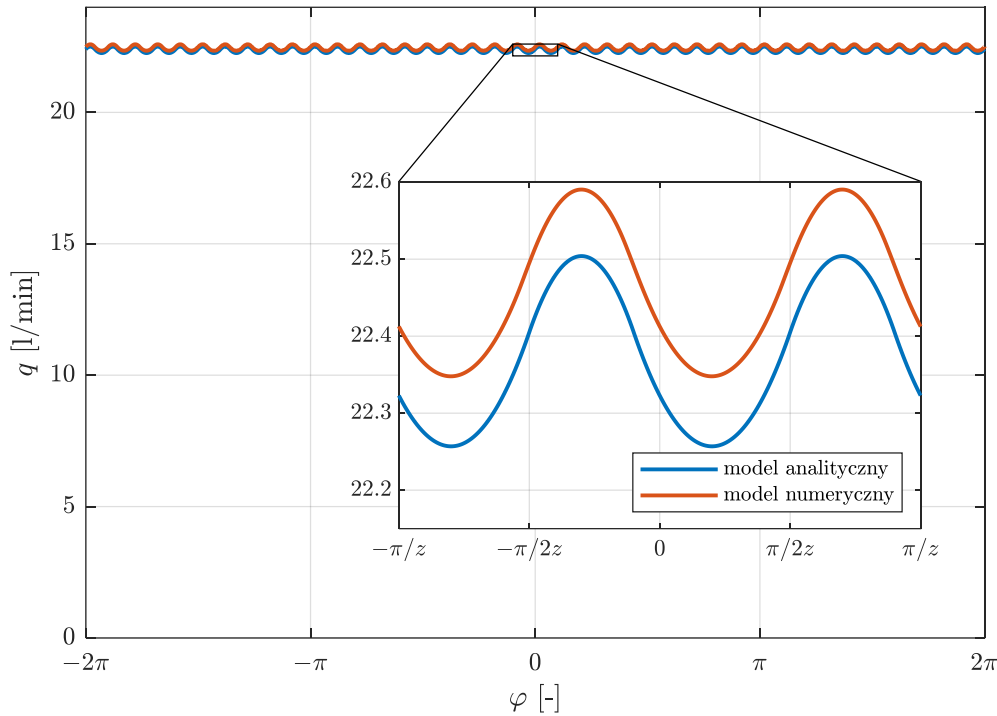
Rys. 4.11. Porównanie przebiegu wydajności chwilowej wyznaczonej według modelu analitycznego i numerycznego dla zarysu o czołowej liczbie przyporu $\varepsilon_\alpha = 0,5$ oraz poskokowej liczbie przyporu wynoszącej $\varepsilon_\beta = 0,8$



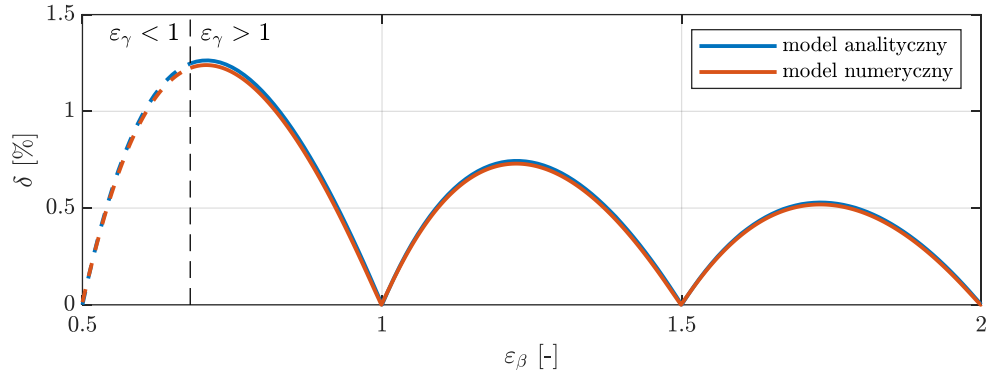
Rys. 4.12. Porównanie przebiegu współczynnika nierównomierności wydajności wyznaczonej według modelu analitycznego i numerycznego dla zarysu o czołowej liczbie przyporu $\varepsilon_\alpha = 0,5$ w zależności od długości wieńca wyrażonej poprzez poskokową liczbę przyporu

Opracowany autorski algorytm określania pulsacji wydajności metodą numeryczną może zostać zastosowany dla zarysów dowolnych, a więc nie posiada ograniczenia czołowym stopniem przyporu w części ewolwentowej jak w przypadku modelu analitycznego opisanego w rozdziale 4.3. Mimo tego, mając świadomość ograniczeń modelu analitycznego wynikających z przyjętych założeń, porównano przebiegi wydajności chwilowej dla zarysu, w którym ograniczona część ewolwentowa

daje czołowy stopień przyporu $\varepsilon_\alpha = 0.32$. Porównanie przebiegów przedstawiono na rysunku nr 4.13. Rozbieżność wartości wydajności średniej pomiędzy algorytmem numerycznym a rozwiązaniem analitycznym wynosi około 0,4 %. Zastosowane modyfikacje eliptyczne w analizowanym zarysie w sposób znaczący redukują niejednoznaczności w wykrywaniu punktu styku, dzięki czemu przebieg wyznaczony poprzez model numeryczny pozbawiony jest ostrych przejść. Dodatkowo na rysunku nr 4.14 przedstawiono porównanie współczynnika nierównomierności wydajności δ w zależności od szerokości wieńca, gdzie błąd względny dla maksymalnej wartości współczynnika nierównomierności wydajności (przy $\varepsilon_\beta = 0,71$) wynosi 1,9 %.



Rys. 4.13. Porównanie przebiegu wydajności chwilowej wyznaczonej według modelu analitycznego i numerycznego dla zarysu o czołowej liczbie przyporu $\varepsilon_\alpha = 0,32$ oraz poskokowej liczbie przyporu wynoszącej $\varepsilon_\beta = 0,8$



Rys. 4.14. Porównanie przebiegu współczynnika nierównomierności wydajności zarysu o czołowej liczbie przyporu $\epsilon_\alpha = 0,32$ w zależności od długości wieńca wyrażonej poprzez poskokową liczbę przyporu

W ramach pracy przeprowadzono szereg prób i analiz dla różnych zarysów, co pozwala stwierdzić, że oba modele w wystarczającym stopniu odwzorowują zarówno wydajność średnią, jak i pulsację wydajności. Określony błąd względny wydajności średniej dla testowanych zarysów nie przekracza 0,4 %. W przypadku modelu analitycznego należy mieć świadomość, iż jego wyznaczenie oparto o własności ewolwenty i zazębienia ewolwentowego, dlatego sugeruje się jego ostrożne wykorzystywanie dla zarysów o niewielkim obniżeniu czołowego stopnia przyporu.

5. OPIS POMPY PROTOTYPOWEJ

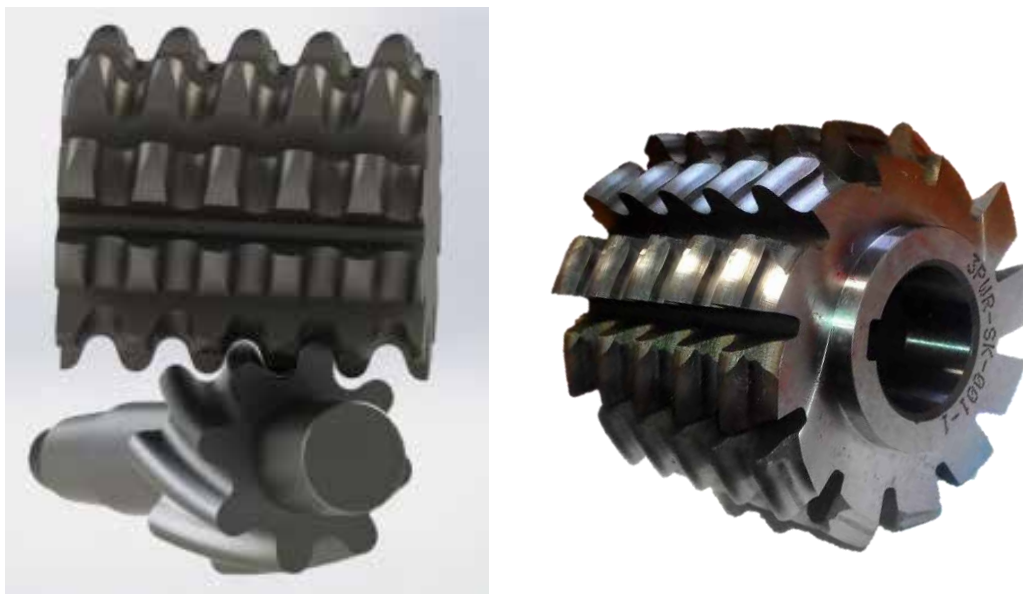
Prace nad rozwojem nowej jednostki są kontynuacją wcześniejszej współpracy z przemysłem. Pompę prototypową (rysunek nr 5.1) zaprojektowano na bazie pompy 3-PZ4 produkowanej przez zakład Hydrotor S.A. Aby maksymalnie wykorzystać istniejące prefabrykaty oraz oprzyrządowanie dostępne w zakładzie produkcyjnym, zdecydowano się na pozostawienie dotychczasowego rozstawu kół zębatach oraz szerokości wieńca. Zmodyfikowano średnice zewnętrzne studzienek, w których pracują koła zębata, co wynika ze specyfiki zaprojektowanego zarysu zazębienia, czyli mocno ograniczonej możliwości zmiany wysokości głowy zęba.



Rys. 5.1. Rozstrzelony widok modelu prototypowej pompy zębatej

W pierwszym etapie, zgodnie z założeniami dotyczącymi technologii wykonania kół zębatach, zaprojektowano frez ślimakowy do ich nacinania w procesie frezowania. Model oraz zdjęcie wykonanego na zamówienie frezu ślimakowego przedstawiono na rysunku nr 5.2. W trakcie projektowania narzędzia przyjęto założenie, że geometria zęba będzie wykonana na „gotowo”, bez uwzględniania naddatków na obróbkę cieplno-chemiczną i ścierną. Mając świadomość wysokiego ryzyka niepowodzenia, decyzja ta została podjęta wspólnie z technologiem w celu ograniczenia kosztów zakupu indywidualnego oprzyrządowania do obróbki ścierniej wykańczającej. Wstępnie wykonano 10 kompletów kół zębatach, które następnie zostały poddane obróbce cieplno-chemicznej. W procesie selekcji pod względem jakości

wykonania oraz wymiarów geometrycznych wybrano 4 komplety i złożono z nich pompy prototypowe. Pierwsze testy wykazały względnie poprawną pracę oraz stosunkowo wysoką sprawność, a także redukcję pulsacji wydajności. Niestety, ze względu na powstałe deformacje po procesie obróbki cieplno-chemicznej, zaobserwowano kilka problemów, takich jak: wysoki hałas pochodzący od zazębienia (niezwiązany z pulsacją ciśnienia), wysoce zmienny moment obrotowy oraz ograniczona sprawność niektórych jednostek. Przeprowadzone badania pilotażowe potwierdziły poprawność współpracy zazębienia i stały się punktem wyjścia do dalszych badań.



Rys. 5.2. Model zaprojektowanego frezu ślimakowego (po lewej) oraz wykonany frez (po prawej)

Drugą serię trzech par kół zębatach wytworzono przy współpracy z Zakładem Kół Zębatach (ZKZ Gears sp. z o.o.) wykorzystując technologię szlifowania profili dowolnych na maszynie KAPP NILES ZE 800 (rysunek nr 5.3). Szlifowanie profili dowolnych polega na wykonaniu profilu koła zębatego w oparciu o specjalnie przygotowany plik wsadowy zawierający chmurę punktów bez konieczności przygotowywania drogich, dedykowanych do jednego modelu koła zębatego narzędzi (frezy, obciążacze profilowe do ściernic, itd.). W związku z koniecznością przygotowywania plików wsadowych do szlifierki został napisany skrypt pozwalający na wygenerowanie gotowego pliku zawierającego wszystkie niezbędne informacje o zarysie oraz wspomnianą wcześniej chmurę punktów.

Standardowo, w celu uzyskania odpowiedniej trwałości kół zębatach, koła zębata powinny zostać poddane dodatkowo obróbce cieplno-chemicznej, a następnie obróbce wykańczającej poprzez szlifowanie w celu usunięcia pozostawionego

nadmiaru materiału oraz osiągnięcia żądanej klasy dokładności wykonania. W przypadku tej krótkiej serii produkcyjnej, w celu ograniczenia czasu wykorzystania szlifierki, podjęto decyzję o wykonaniu kół zębatach z pręta uprzednio ulepszanego cieplnie, aby po procesie szlifowania przeprowadzić niskotemperaturową obróbkę cieplno-chemiczną TF1 oraz QP. Obróbka cieplno-chemiczna TF1 jest procesem węglonazotowania w kąpeli solnej w temperaturze około 480–630 °C, po którym bezpośrednio przeprowadza się proces QP, czyli wytworzenia warstwy oksydacyjnej, zakończonej procesem polerowania. Dzięki dużo niższej temperaturze procesu niż w metodach konwencjonalnych (nawęglanie, węglonazotowanie połączone z hartowaniem) obrabiany element nie ulega deformacji po procesie, a jego powierzchnia pozbawiona jest mikropęknięć, co czyni element gotowy do pracy bezpośrednio po zakończeniu procesu. W związku z brakiem konieczności przeprowadzania dodatkowej obróbki ścierniej, koła zębata wykonane bez pozostawiania nadmiaru, czyli od razu na tak zwane „zero” z tendencją na dolny zakres tolerancji ze względu na niewielki przyrost materiału w procesie TF1 i QP.



Rys. 5.3. Szlifierka KAPP NILES ZE 800 wykorzystana do wykonania prototypowych kół zębatach (po lewej), koło zębata w uchwycie maszyny po zakończonym procesie szlifowania (po prawej)

Na rysunku nr 5.4 przedstawiono zdjęcia przykładowych par kół zębatach pierwszej oraz drugiej serii. Na fotografii można dostrzec wyraźną różnicę w jakości uzyskanych powierzchni zębów. Koła zębata pierwszej serii (frezowane) posiadają widoczne nierówności na powierzchni zarysu zębów w przeciwieństwie do kół zębatach szlifowanych.



Rys. 5.4. Koła zębate pierwszej serii – frezowane (u góry), drugiej serii – szlifowane (u dołu)

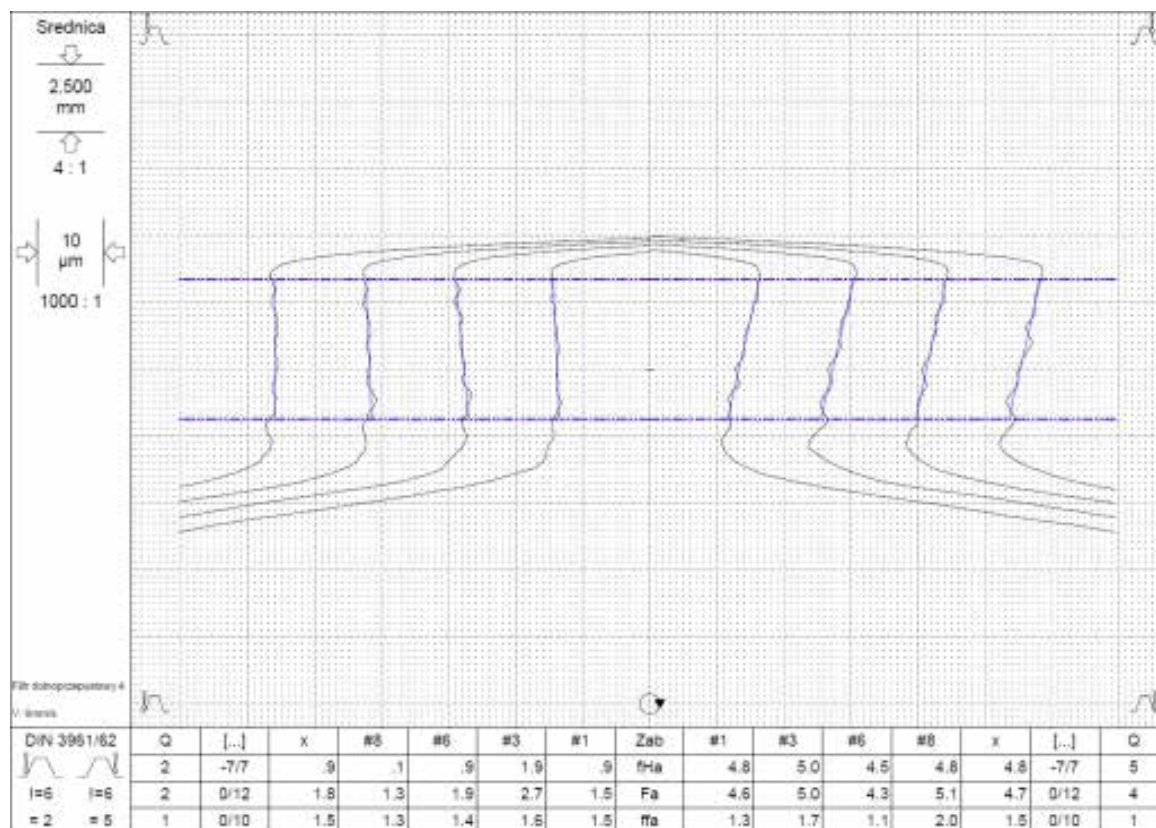
Koła drugiej serii poddano kontroli jakości bezpośrednio po procesie szlifowania, w tabeli 5.1 przedstawiono wyznaczone parametry odchyłek kół zębanych.

Tab. 5.1. Opis zmierzonych odchyłek wykonania kół zębanych

Parametr	Opis
$f_{H\alpha}$	Odchyłka kąta profilu zęba
F_f	Całkowita odchyłka zarysu zęba
f_f	Odchyłka zarysu zęba
$f_{H\beta}$	Odchyłka kąta linii zęba
F_β	Całkowita odchyłka kąta linii zęba
$f_{\beta f}$	Odchyłka kształtu linii zęba
f_p	Odchyłka podziałki obwodowej
f_u	Błąd podziałki obwodowej
f_{um}	Średni błąd podziałki obwodowej
F_p	Całkowita odchyłka podziałki obwodowej
F_r	Bicie promieniowe

Koła zębate pomp wyporowych powinny być wykonywane w klasie 6-7-7-C wg PN-79/M-88522/01, 6-7 wg ISO 1328-1/2 lub 6-7 wg DIN 3961/62. Pomiary odchyłek przeprowadzono z wykorzystaniem 4-osiowej maszyny współrzędnościowej

WENZEL WGT 400 w oparciu o normy DIN 3961/62. Dla przeprowadzonych pomiarów założono minimum 6. klasę dokładności wykonania wg DIN 3961/62. Przykładowy fragment raportu przedstawiający pomiar odchyłek profilu części ewolwentowej zarysu hybrydowego zaprezentowano na rysunku nr 5.5.



Rys. 5.5. Fragment protokołu pomiarowego dla koła czynnego nr 3 wykonany przy pomocy 4-osiowej maszyny współrzędnościowej WENZEL WGT 400

Uzyskane dane z całej drugiej serii kół zębatach zestawiono w tabelach od 5.2 do 5.5. W przypadku dwóch kół, czynnego nr 1 oraz biernego nr 3, została nieznacznie przekroczona odchyłka kąta profilu zęba. Analizując jednak indywidualnie wyznaczone klasy dla wszystkich parametrów można zauważyć, że zdecydowana większość (ponad 96 %) parametrów mieści się w zakresie od 1. do 5. klasy. Można zatem z całą pewnością stwierdzić, że pomimo nieznacznego wykroczenia poza zakładaną klasę koła zębata wykonane są na bardzo wysokim poziomie.

Tab. 5.2. Zmierzone odchyłki profilu zęba dla wykonanych czynnych kół zębatych

Nr koła	Parametr	Wartość odchyłki [μm]								Klasa częściowa		Klasa
		(nr zęba, lewa/prawa flank)										
		1		3		6		8				
		L	P	L	P	L	P	L	P	L	P	
1	$f_{H\alpha}$	3,4	6,4	3,6	6,4	4,7	7,2	4,4	7,4	5	7	7
	F_f	3,4	6,7	3,8	6,8	4,6	7,0	4,6	7,2	3	5	
	f_f	1,3	1,3	1,4	1,7	1,3	1,4	1,6	0,9	1	1	
	$f_{H\beta}$	4,1	1,4	3,8	−0,5	0,9	−2,9	2,2	−3,2	4	3	
	F_β	4,1	2,8	4,3	3,5	2,8	4,2	3,0	4,7	3	3	
	$f_{\beta f}$	2,3	2,3	2,9	3,3	3,2	3,0	2,3	3,6	3	3	
2	$f_{H\alpha}$	2,3	5,3	1,5	5,2	3,0	4,2	3,4	5,4	4	5	5
	F_f	2,8	5,1	2,3	5,3	3,0	4,5	4,1	4,8	3	4	
	f_f	1,3	0,9	1,7	1,1	1,2	0,9	2,0	1,1	1	1	
	$f_{H\beta}$	3,1	−1,7	2,7	−1,4	4,3	−0,3	3,7	−0,6	4	1	
	F_β	3,8	3,2	3,1	3,0	4,8	2,7	4,2	2,8	3	2	
	$f_{\beta f}$	2,7	2,7	2,0	2,3	3,4	2,6	2,6	2,6	3	2	
3	$f_{H\alpha}$	0,9	4,8	1,9	5,0	0,9	4,5	0,1	4,8	2	5	5
	F_f	1,5	4,6	2,7	5,0	1,9	4,3	1,3	5,1	2	4	
	f_f	1,5	1,3	1,6	1,7	1,4	1,1	1,3	2,0	1	1	
	$f_{H\beta}$	1,9	−0,6	−1,3	−3,7	0,9	−3,1	3,4	−0,4	3	4	
	F_β	3,1	2,5	2,3	4,1	2,4	3,7	4,1	2,6	3	3	
	$f_{\beta f}$	2,9	2,3	1,8	2,5	2,1	2,2	2,4	2,4	2	2	

Tab. 5.3. Zmierzone odchyłki profilu zęba dla wykonanych biernych kół zębatych

Nr koła	Parametr	Wartość odchyłki [μm] (nr zęba, lewa/prawa flank)								Klasa częściowa		Klasa
		1		3		6		8				
		L	P	L	P	L	P	L	P	L	P	
1	$f_{H\alpha}$	1,5	6,6	−0,1	5,5	1,2	5,5	1,5	6,8	1	6	6
	F_f	1,8	6,7	1,3	5,3	1,6	5,6	1,7	6,4	1	4	
	f_f	1,1	0,9	1,3	1,6	0,8	0,9	0,9	1,0	1	1	
	$f_{H\beta}$	−0,6	3,2	1,7	4,7	0,2	4,9	−0,1	4,5	1	5	
	F_β	1,9	2,9	2,5	3,9	1,8	3,5	1,6	3,5	1	2	
	$f_{\beta f}$	1,7	1,6	1,7	1,6	1,7	1,5	1,7	1,5	1	1	
2	$f_{H\alpha}$	1,4	6,2	0,7	6,3	1,1	5,4	1,9	6,9	2	6	6
	F_f	1,6	6,0	1,8	5,8	1,5	5,1	2,6	6,8	2	4	
	f_f	0,9	1,2	1,6	0,9	0,7	1,5	1,4	0,9	1	1	
	$f_{H\beta}$	0,4	3,1	2,3	5,0	1,6	6,3	−0,9	3,3	2	5	
	F_β	2,1	2,9	2,9	3,7	2,1	4,8	2,0	5,0	1	3	
	$f_{\beta f}$	2,0	1,1	2,0	1,3	1,4	1,5	1,7	3,1	1	3	
3	$f_{H\alpha}$	0,9	8,3	−0,1	7,4	2,5	7,5	0,8	6,3	3	7	7
	F_f	1,3	8,0	1,1	7,4	2,5	7,4	1,6	6,3	1	5	
	f_f	1,2	1,0	1,0	1,3	0,7	1,0	1,2	1,0	1	1	
	$f_{H\beta}$	0,1	3,1	4,5	5,2	1,4	5,1	1,4	4,8	4	5	
	F_β	1,7	3,1	4,2	4,5	2,5	4,2	2,9	3,5	3	3	
	$f_{\beta f}$	1,5	6,6	−0,1	5,5	1,2	5,5	1,5	6,8	1	6	

Tab. 5.4. Zmierzone odchyłki bicia dla wykonanych czynnych kół zębatach

Nr koła	Parametr	Wartość [μm]		Klasa częściowa		Klasa
		L	P	L	P	
1	f_p	3,0	2,9	3	3	4
	f_u	2,2	2,7	2	3	
	f_{um}	1,1	1,1	—	—	
	F_p	5,9	7,4	2	3	
	F_r	8,2	—	4	—	
2	f_p	4,5	2,7	5	3	5
	f_u	6,2	2,3	5	2	
	f_{um}	1,9	1,0	—	—	
	F_p	8,1	6,6	4	3	
	F_r	7,9	—	4	—	
3	f_p	2,9	2,0	3	2	3
	f_u	3,7	2,0	3	1	
	f_{um}	1,2	1,0	—	—	
	F_p	7,4	6,0	3	2	
	F_r	6,1	—	3	—	

Tab. 5.5. Zmierzone odchyłki bicia dla wykonanych biernych kół zębatach

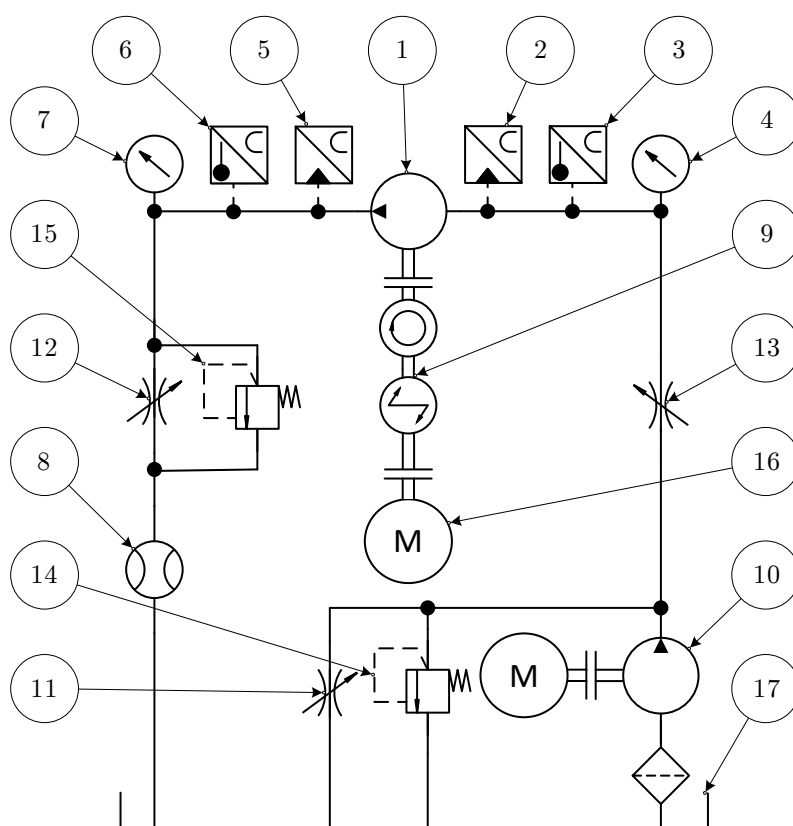
Nr koła	Parametr	Wartość [μm]		Klasa częściowa		Klasa
		L	P	L	P	
1	f_p	2,8	2,6	3	3	3
	f_u	3,5	3,3	3	3	
	f_{um}	1,7	1,0	—	—	
	F_p	6,4	6,8	3	3	
	F_r	5,7	—	3	—	
2	f_p	2,1	2,9	3	3	3
	f_u	2,0	2,4	1	2	
	f_{um}	0,9	1,3	—	—	
	F_p	6,6	6,1	3	3	
	F_r	5,4	—	3	—	
3	f_p	3,9	3,8	4	4	5
	f_u	4,5	5,8	4	5	
	f_{um}	2,2	2,0	—	—	
	F_p	5,8	3,8	2	1	
	F_r	4,6	—	3	—	

6. BADANIA I OCENA WŁAŚCIWOŚCI HYDRAULICZNYCH

Ocena właściwości hydraulicznych konwencjonalnych pomp wyporowych opiera się głównie na analizie charakterystyk sprawności objętościowej, hydrauliczno-mechanicznej oraz całkowitej w funkcji ciśnienia tłoczenia. Dla klasycznych rozwiązań takie podejście jest zupełnie wystarczające. W przypadku pomp niskopulsacyjnych równie ważnym aspektem jest ocena pulsacji wydajności.

6.1. Charakterystyki statyczne

Pomiary hydrauliczne prototypowych pomp przeprowadzono na stanowisku będącym na wyposażeniu laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn przy Katedrze Eksploatacji Systemów Technicznych. Wszystkie badania prowadzono po uprzednim dotarciu jednostek. Temperaturę cieczy w zbiorniku stabilizowano na poziomie 50 °C z dokładnością ± 2 °C przy pomocy zainstalowanego wymiennika ciepła. Ciśnienie na ssaniu pompy stabilizowano przy pomocy układu doładowującego na poziomie 0,3 bar z dokładnością $\pm 0,1$ bar. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku nr 6.1.



Rys. 6.1. Schemat hydrauliczny stanowiska badawczego: 1 – badana pompa zębata, 2 – przetwornik ciśnienia w króćcu ssącym, 3 – przetwornik temperatury w króćcu ssącym,

4 – manometr w króćcu ssącym, 5 – przetwornik ciśnienia w króćcu tłocznym, 6 – przetwornik temperatury w króćcu tłocznym, 7 – manometr w króćcu tłocznym, 8 – przepływomierz, 9 – momentomierz wraz z obrotomierzem, 10 – pompa doładowująca, 11, 12, 13 – zawory dławiające, 14, 15 – zawory bezpieczeństwa, 16 – silnik napędowy badanej pompy, 17 – zbiornik ze stabilizacją temperatury

W trakcie pomiarów wykorzystano nowoczesną aparaturę pomiarową, charakteryzującą się wysoką dokładnością pomiaru: $\pm 0,25$ % wartości mierzonej dla pomiaru ciśnienia oraz $\pm 0,4$ % wartości mierzonej przy pomiarze natężenia przepływu. Ze względu na małą liczbę badanych prototypów (brak dostatecznej liczby próbek do przeprowadzenia analizy statystycznej) oraz fakt, że wszystkie zaprezentowane w dalszej części badania przeprowadzono w zbliżonych warunkach, pominięto analizę błędu pomiarowego. Szczegółowy spis wykorzystanej aparatury pomiarowej zaprezentowano w tabeli nr 6.1.

Tab. 6.1. Aparatura pomiarowa wykorzystana do pomiarów hydraulicznych

Lp.	Opis	Typ/nr seryjny
1	Przetwornik ciśnienia w króćcu ssącym	HySense [®] PR100 –1–6 bar S/N: Z210389654
2	Przetwornik ciśnienia w króćcu tłocznym	HySense [®] PR100 0–400 bar S/N: Z160244635
3	Czujnik temperatury w króćcu ssącym	HySense [®] TE100 –50–200 °C S/N: 18570
4	Czujnik temperatury w króćcu tłocznym	HySense [®] TE100 –50–200 °C S/N: 18492
5	Przepływomierz	HySense [®] QG-100 0,7–70 l/min S/N: 35149
6	Momentomierz z obrotomierzem	Sensor AT MT1000 S/N: 05/04
7	System pomiarowy	Hydrotechnik MultiSystem 8050 S/N: 0224

6.1.1. Sprawność objętościowa

Sprawność objętościowa pompy wyporowej jest wskaźnikiem określającym efektywność pompy w zakresie przetłaczania czynnika roboczego z przestrzeni ssawnej do króćca tłocznego. Tę wartość wyznacza się jako stosunek rzeczywistej objętości cieczy przetłaczanej przez pompę do wartości teoretycznej wynikającej z geometrii pompy oraz prędkości obrotowej wału pompy:

$$\eta_v = \frac{Q_{rz}}{Q_t} \quad (6.1)$$

Im wyższa jest sprawność objętościowa, tym bardziej efektywna jest praca pompy. Jednakże warto zauważyć, że pompy rzadko osiągają 100 % sprawności objętościowej, ponieważ zawsze występują straty wynikające z przecieków wewnętrznych. W pompach zębatych wyróżnia się dwa zestawy szczelin/luzów, które odpowiadają za przecieki wewnętrzne:

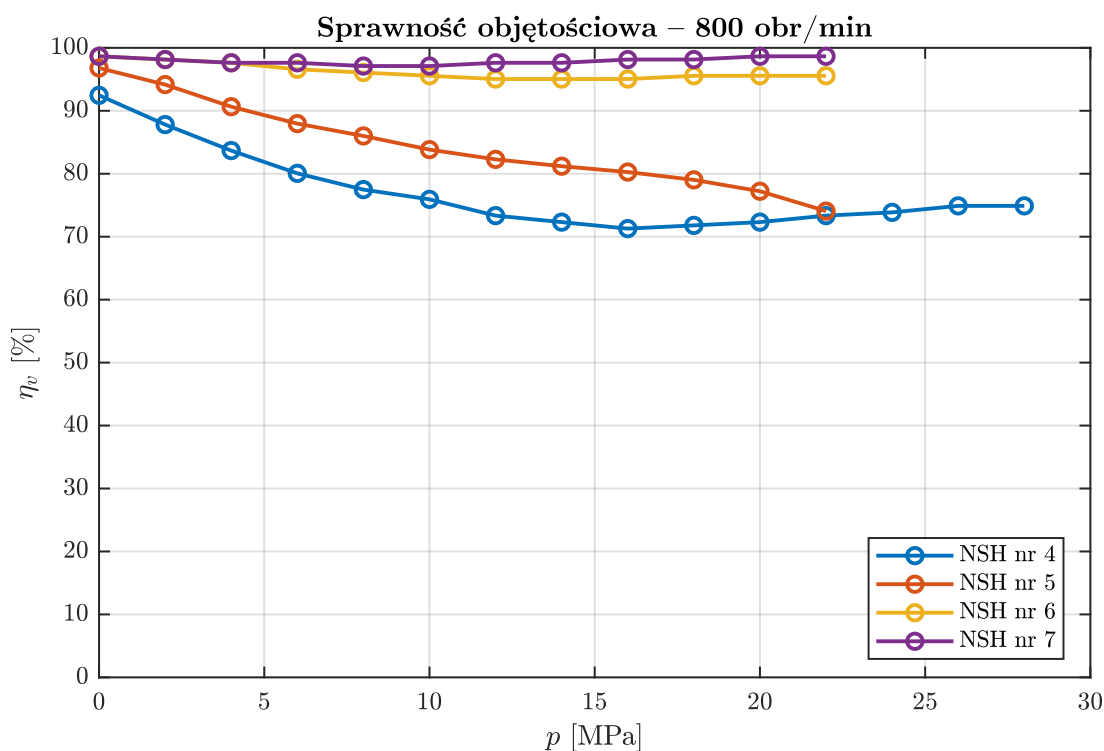
- Luzy osiowe – występujące pomiędzy powierzchniami czołowymi kół zębatych a powierzchnią bloku łożyskowego pompy.
- Luzy promieniowe (określane w literaturze również mianem luzów obwodowych [95]) – występujące pomiędzy wierzchołkiem zęba koła zębatego a powierzchnią cylindryczną studzienki korpusu.

Na rysunkach 6.2, 6.3, 6.4 i 6.5 przedstawiono charakterystyki sprawności objętościowej jednej pompy wykonanej w ramach pierwszej serii oraz trzech pomp wykonanych w ramach drugiej serii prototypów dla czterech różnych prędkości obrotowych wału pompy. Analizując przedstawione charakterystyki można zauważyć wyraźną różnicę pomiędzy pompami nr 4 i 5 a 6 i 7. Pompa nr 4, zbudowana na bazie kół zębatych frezowanych cechuje się zdecydowanie najniższą sprawnością objętościową. Jest to bezpośrednio związane z jakością powierzchni współpracujących zębów oraz odchyłkami geometrycznymi powstałymi w procesie obróbki cieplno-chemicznej. Można również zauważyć wyraźny spadek sprawności przy ciśnieniu 20 MPa dla prędkości 2000 obr/min, który wynikał z uszkodzenia uszczelnienia kompensacji pompy.

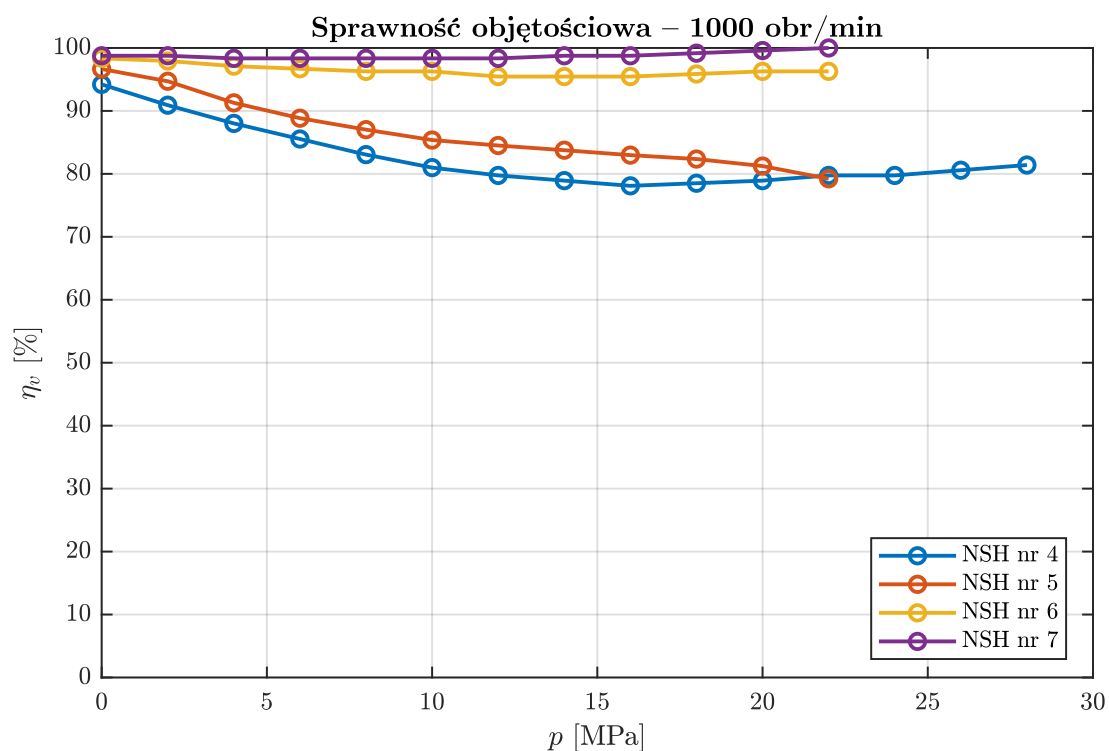
Pomimo, iż pompy nr 5, 6 oraz 7 należą do jednej serii, to pompa nr 5 cechuje się wyraźnie niższą sprawnością od pozostałych dwóch. Należy tutaj zaznaczyć, że pompa ta była pierwszą jednostką poddaną badaniom niszczącym i tę pompę docierano oraz badano do ciśnienia roboczego 28 MPa oraz krótkotrwale do 32 MPa. Po przeprowadzeniu badań zaobserwowano wyraźne pogorszenie parametrów wydajności. Z tego względu pompę tę zdemonutowano i przeprowadzono analizę

uszkodzeń. Zaobserwowano uszkodzenia powierzchni czołowych kół zębatych, które wskazują, iż przeprowadzona obróbka ścierna powierzchni czołowych spowodowała nadmierne usunięcie warstwy utwardzonej w procesie QP. Przedstawione poniżej charakterystyki dla wspomnianej pompy wykonano po ponownym montażu z nowymi blokami łożyskowymi. Niestety powstałe uszkodzenia na kołach zębatych nie pozwoliły na uzyskanie pierwotnej sprawności.

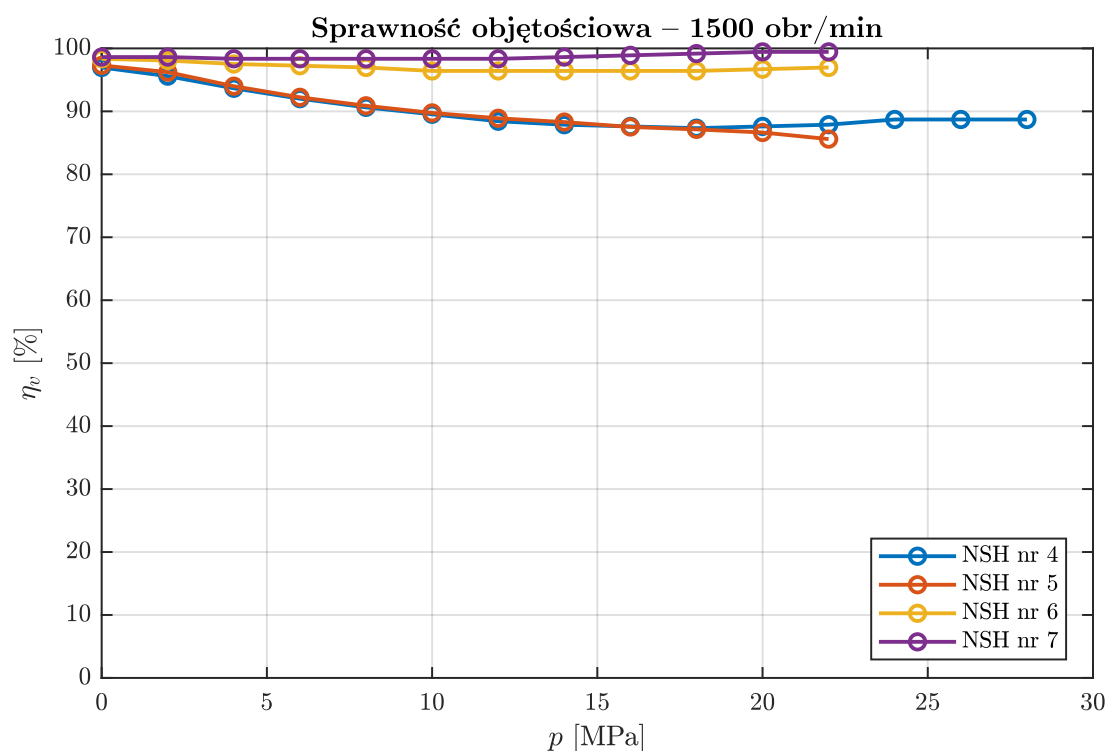
Dla kolejnych pomp (nr 6 i 7) zmodyfikowano program badań ograniczając ciśnienia robocze do 22 MPa. W przypadku tych pomp, charakterystyki wskazują wysoką szczelność wewnętrzną pomp, uzyskując sprawność objętościową powyżej 95 % przy każdej badanej prędkości obrotowej.



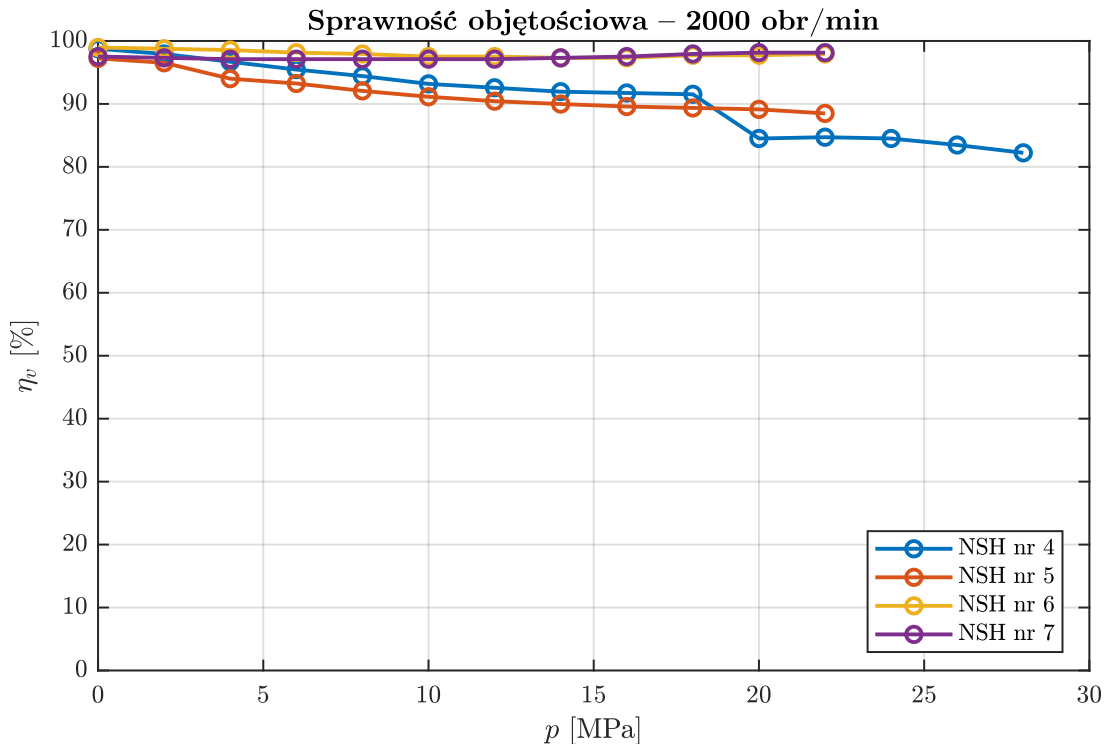
Rys. 6.2. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 800 obr/min



Rys. 6.3. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1000 obr/min



Rys. 6.4. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1500 obr/min



Rys. 6.5. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 2000 obr/min

6.1.2. Sprawność całkowita

Sprawność całkowita pompy to wskaźnik określający całkowitą efektywność działania pompy. Jest to stosunek mocy hydraulicznej przekazywanej do czynnika roboczego w króćcu tłocznym do mocy mechanicznej dostarczonej na wał pompy. Sprawność całkowita pompy przedstawia się za pomocą poniższego wzoru:

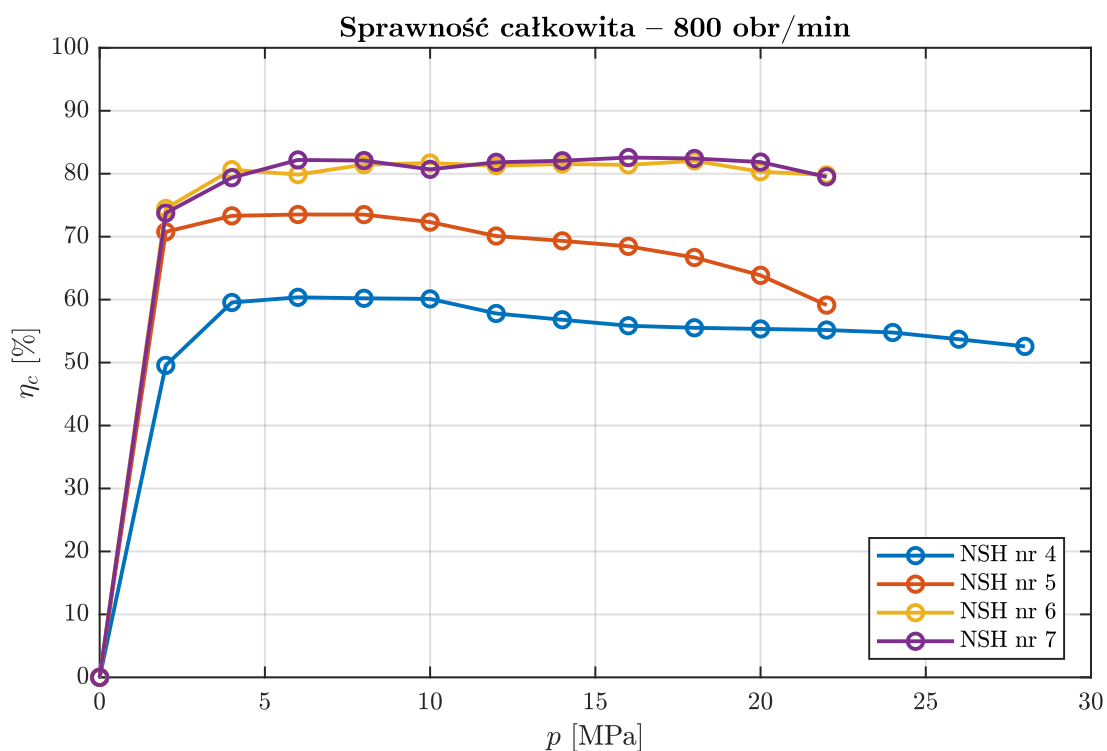
$$\eta_c = \frac{N_h}{N_{we}} \quad (6.2)$$

Sprawność całkowita pompy zawsze mieści się w przedziale od 0 % do 100 %, gdzie 100 % oznacza pompę idealną, w której cała moc mechaniczna dostarczona do pompy jest efektywnie przekazywana do płynu. W praktyce jednak żadna pompa nie osiąga 100 % sprawności całkowitej, ponieważ zawsze występują pewne straty energii, takie jak tarcie, wewnętrzne straty ciśnienia oraz przecieki wewnętrzne.

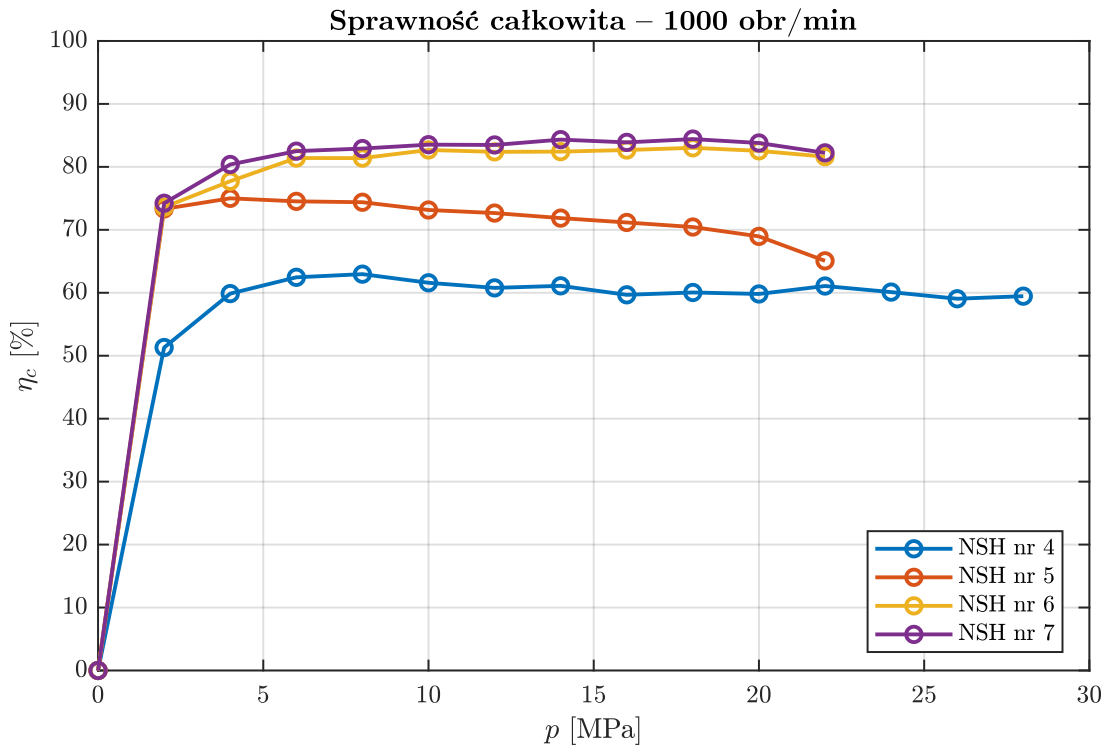
Sprawność całkowita pompy jest ważnym parametrem podczas oceny jej wydajności i efektywności w danym zastosowaniu. Pompy o wyższej sprawności całkowitej wymagają dostarczania mniejszej ilości energii mechanicznej do tłoczenia

określonej ilości płynu, co czyni je bardziej przyjazne środowisku oraz przekłada się na niższe koszty eksploatacji.

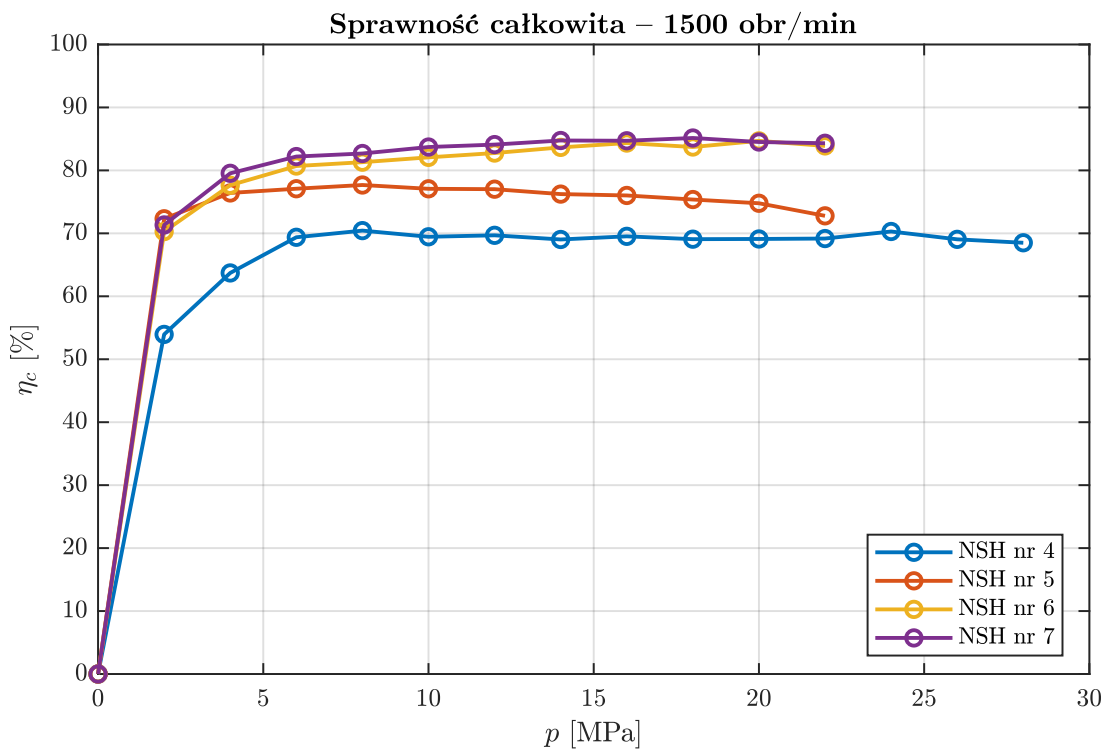
Na rysunkach 6.6, 6.7, 6.8 oraz 6.9 zaprezentowano charakterystyki sprawności całkowitej obu serii pomp prototypowych dla kolejnych prędkości obrotowych wału pompy. Pompy oparte na kołach zębatych szlifowanych, w szczególności pompy nr 6 i 7, wykazują porównywalny poziom sprawności całkowitej, natomiast pompa nr 5, ze względu na wcześniej opisaną jej historię, wykazuje od kilku do nawet 20 % niższą sprawność całkowitą. Pompa wykonana w ramach pierwszej serii (nr 4, koła frezowane) przy wszystkich prędkościach obrotowych wykazała najniższą sprawność objętościową, tylko nieznacznie przekraczając 75 % przy prędkości 2000 obr/min. Analiza sprawności hydrauliczno-mechanicznej przedstawiona w dalszej części pozwoli wysunąć wnioski, czy poza niską szczelnością pompy wykazaną wcześniej pojawiają się jeszcze podwyższone straty wynikające z tarcia pomiędzy współpracującymi elementami.



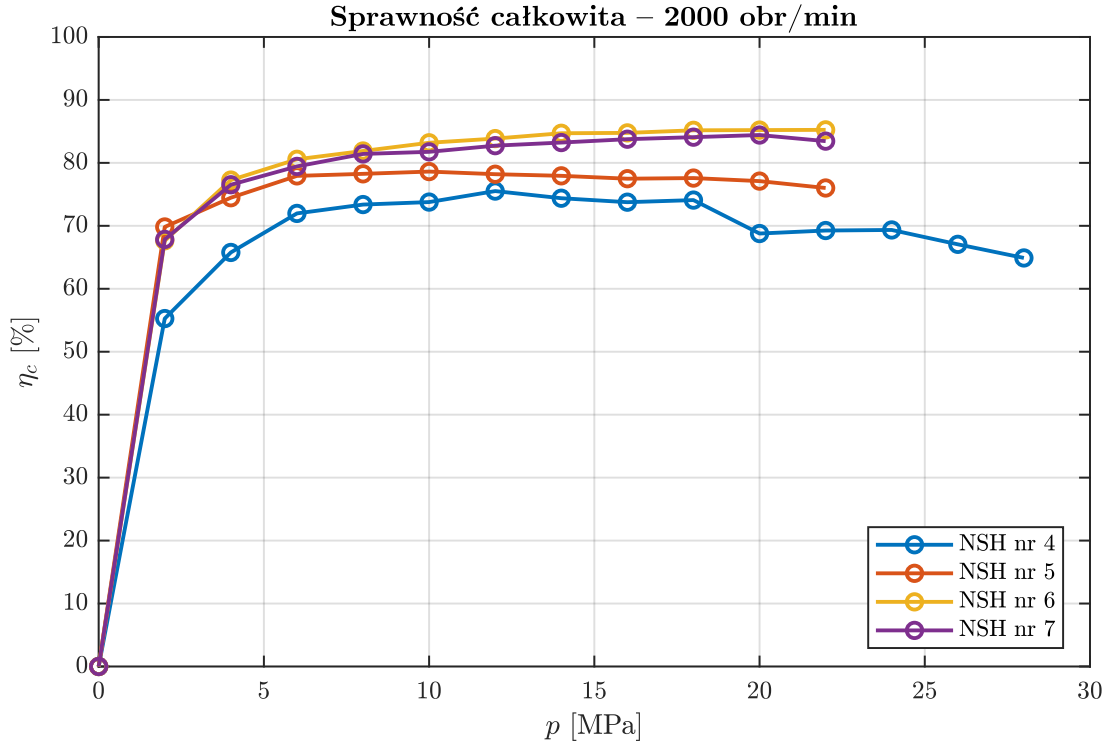
Rys. 6.6. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 800 obr/min



Rys. 6.7. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1000 obr/min



Rys. 6.8. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1500 obr/min



Rys. 6.9. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 2000 obr/min

6.1.3. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna

Sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy wyporowej jest wskaźnikiem efektywności zamiany momentu obrotowego dostarczanego do pompy na energię ciśnienia cieczy roboczej w króćcu tłocznym pompy. Rozwijając zależności na moc hydrauliczną oraz wejściową we wzorze na sprawność całkowitą przedstawioną wzorem (6.2) oraz uwzględniając teoretyczną wydajność pompy zależną od prędkości obrotowej możemy kolejno zapisać:

$$\eta_c = \frac{N_h}{N_{we}} = \frac{pQ_{rz}}{M_{we}\omega} = \frac{pQ_{rz}}{2\pi M_{we}n} = \frac{pq}{2\pi M_{we}} \frac{Q_{rz}}{Q_t} \quad (6.3)$$

Wstawiając do powyższej zależności wzór na sprawność całkowitą przedstawioną wcześniej zależnością 6.1 oraz poniższą zależność na moment teoretyczny otrzymujemy:

$$M_t = \frac{pq}{2\pi} \quad (6.4)$$

$$\eta_c = \frac{M_t}{M_{we}} \eta_v = \eta_{hm} \eta_v \quad (6.5)$$

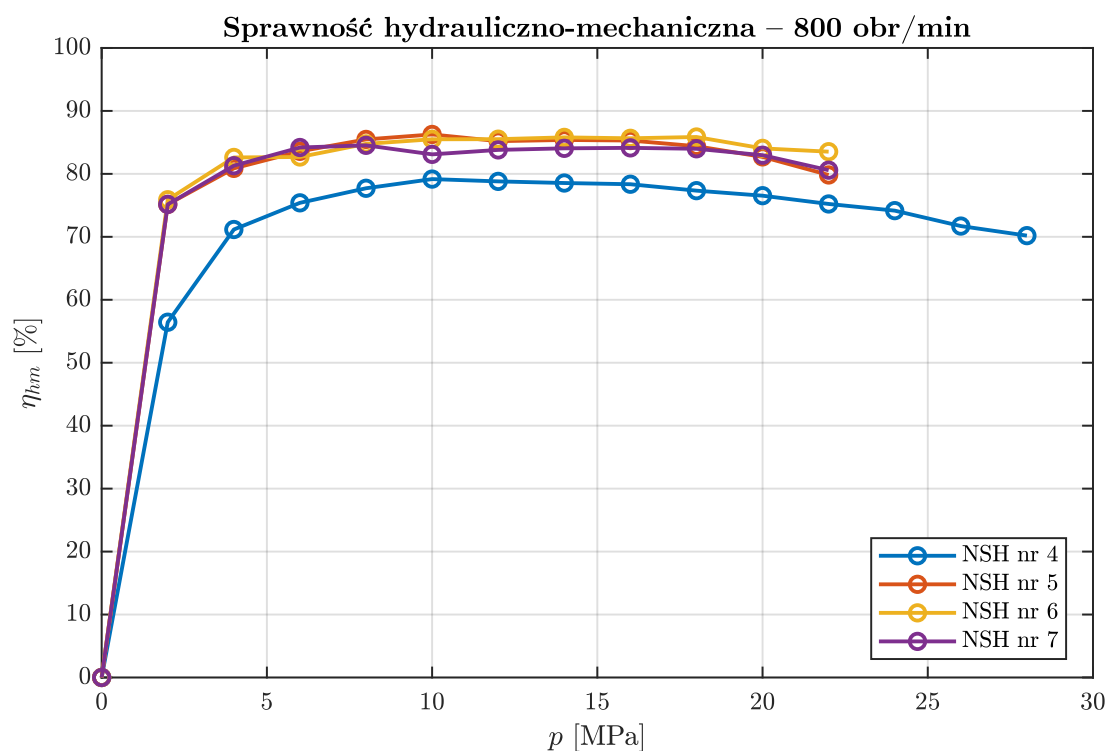
$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{M_{we}} \quad (6.6)$$

$$\eta_{hm} = \frac{\eta_c}{\eta_v} \quad (6.7)$$

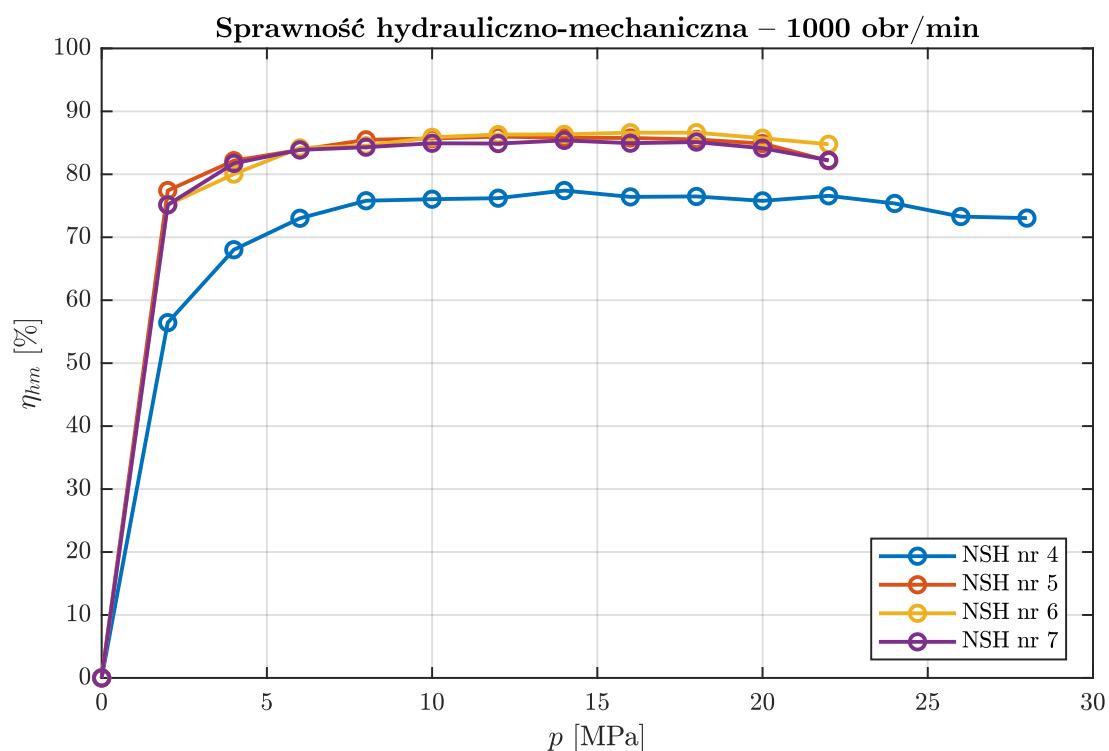
Podobnie jak w przypadku sprawności całkowitej oraz objętościowej, sprawność hydrauliczno-mechaniczna również mieści się w przedziale od 0 % do 100 %, gdzie 100 % oznacza idealną konstrukcję, w której cały moment dostarczony na wał pompy jest efektywnie przekształcany na ciśnienie płynu. W rzeczywistości zawsze występują pewne straty energii, takie jak tarcie elementów wirujących, tarcie lepkie a także straty ciśnienia w kanałach wewnętrznych pompy, co powoduje, że sprawność hydrauliczno-mechaniczna jest zawsze mniejsza niż 100 %.

Ocena sprawności hydrauliczno-mechanicznej pompy jest ważna przy ocenie projektowanych pomp, ponieważ jej niskie wartości mogą zawężać pole poszukiwań wad konstrukcyjnych do wad w parach trących lub w geometrii kanałów wewnętrznych.

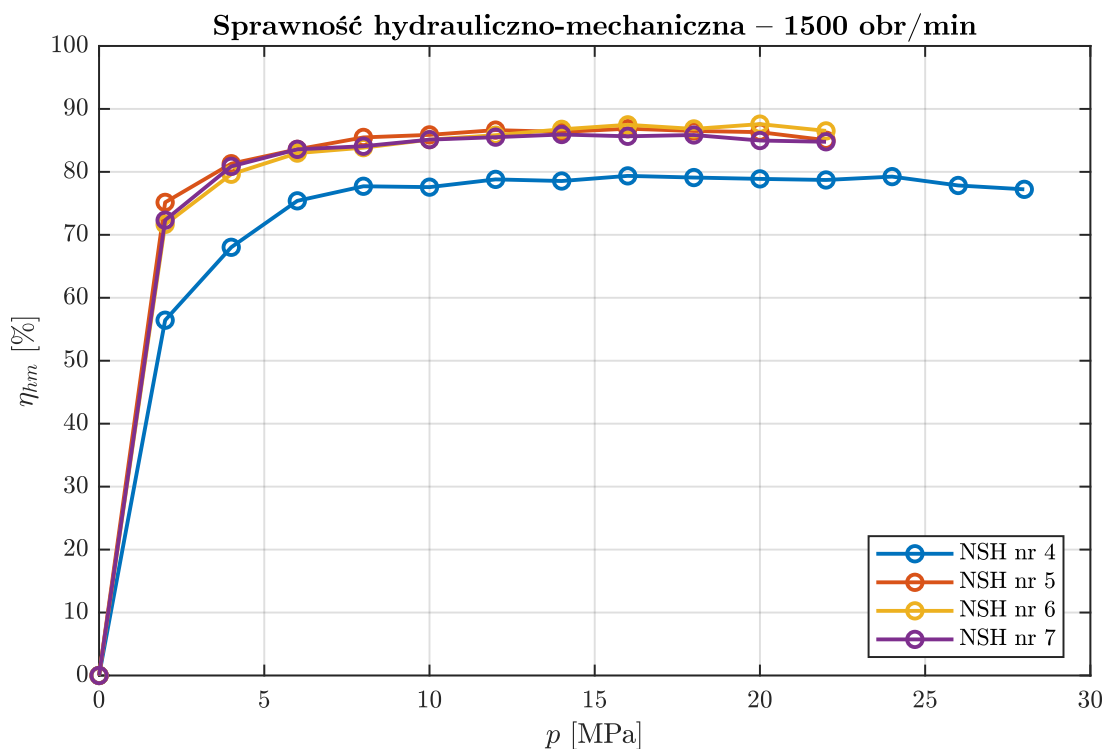
Na rysunkach 6.10, 6.11, 6.12 oraz 6.13 przedstawiono charakterystyki sprawności hydrauliczno-mechanicznej badanych pomp prototypowych. Podobnie jak w poprzednich przypadkach, pompa z kołami frezowanymi charakteryzuje się najniższą sprawnością hydrauliczno-mechaniczną. Ze względu na identyczną konstrukcję, obejmującą zarys zęba, łożyskowanie oraz ukształtowanie kanałów doprowadzających i odprowadzających ciecz roboczą, wpływ tych czynników na wielkość strat mechanicznych pozostaje niezmienny. Fakt ten pozwala stwierdzić, że koła zębate o niskiej jakości wykonania cechują się „utrudnioną” współpracą. Podwyższona chropowatość powierzchni oraz błędy w odwzorowaniu zarysu i linii zęba prowadzą do wyraźnego wzrostu strat mechanicznych, a w konsekwencji, do spadku sprawności hydrauliczno-mechanicznej. Dodatkowo, pomimo uszkodzenia powierzchni czołowej kół zębatych w pompie nr 5, można zaobserwować zbliżone przebiegi sprawności hydrauliczno-mechanicznej pomp drugiej serii (koła szlifowane), co świadczy o wysokiej powtarzalności wykonania jednostek prototypowych. Należy tutaj zwrócić uwagę, że na straty mechaniczne mogą mieć wpływ nie tylko same koła zębate, ale również współpracujące z nimi: łożyska, bloki łożyskowe oraz korpus.



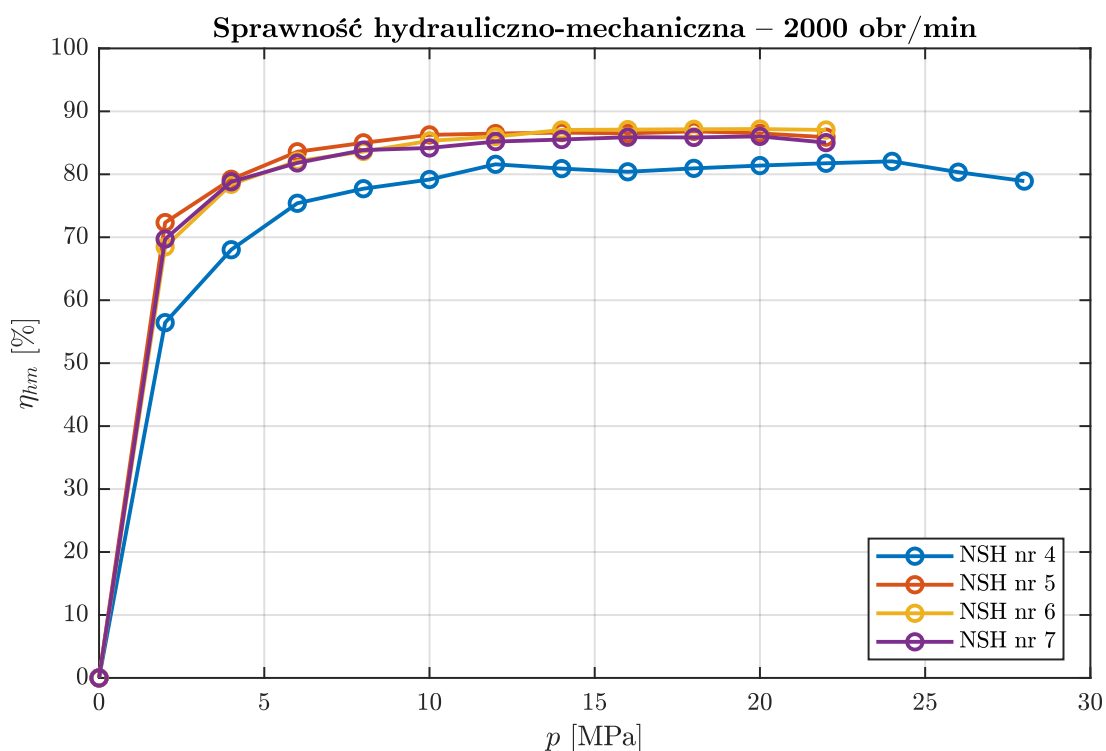
Rys. 6.10. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 800 obr/min



Rys. 6.11. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1000 obr/min



Rys. 6.12. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1500 obr/min



Rys. 6.13. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 2000 obr/min

6.2. Pulsacja wydajności

Bezpośredni pomiar pulsacji wydajności pomp wyporowych stanowi niezmiernie trudne zagadnienie. Przepływomierze objętościowe, do których należą między innymi przepływomierze zębate, owalnokołowe i śrubowe, cechują się bardzo wysoką dokładnością pomiaru, w szczególności wartości średniej, niestety ze względu na budowę i specyfikę pomiaru nie są w stanie precyzyjnie odwzorować przebiegu wydajności chwilowej. Wynika to z faktu, iż pomiar odbywa się poprzez zliczanie impulsów generowanych przez obrót kół lub śrub w założonym oknie czasowym. Rozdzielczość przepływomierza, czyli objętość przypadająca na jeden impuls często jest wielokrotnie większa od wartości amplitudy pulsacji wydajności. Przykładowo przepływomierz HySense[®] QG100 dla zakresu 0,2–30 dm³/min będący odpowiedni dla pomiaru wydajności pompy prototypowej cechuje się wysoką dokładnością pomiaru na poziomie 0,5 % przy rozdzielczości około 0,6 cm³ na impuls. Dla pompy prototypowej o wydajności jednostkowej około 24 cm³/obr oraz pulsacji wydajności na poziomie 1 % objętościowa amplituda pulsacji wydajności wynosi 0,24 cm³, co stanowi niemal trzykrotnie niższą wartość niż objętość generująca jeden impuls przepływomierza. Na podstawie tych danych można jednoznacznie stwierdzić, że pulsacja wydajności generowana przez pompę będzie niezauważalna w sygnale rejestrowanym przez przepływomierze wyporowe.

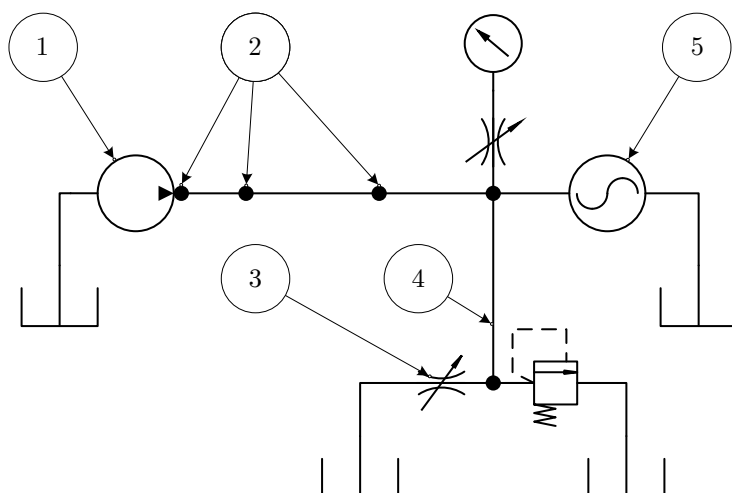
Pozostałe typy przepływomierzy, takie jak ultradźwiękowe czy Coriolisa, również ze względu na rozdzielczość, dokładność lub częstotliwość pomiaru nie są w stanie odwzorować przebiegu wydajności chwilowej.

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury w kierunku metody pomiaru pulsacji wydajności pomp wyporowych również nie znaleziono prac, w których zostałyby wykorzystane komercyjnie dostępne przepływomierze. Natrafiono jednak na kilka prac, w których nie wykonywano bezpośredniego pomiaru przebiegu wydajności chwilowej pompy, natomiast wyznaczono go na podstawie pomiarów pulsacji ciśnienia w specjalnie przygotowanym do tego celu układzie hydraulicznym. Celowo zostało użyte tutaj słowo „wyznaczono” zamiast „zmierzono”, aby podkreślić różnicę w sposobie określenia wartości widma amplitudowo-częstotliwościowego, a także czasowego przebiegu pulsacji wydajności.

6.2.1. Metoda pomiaru

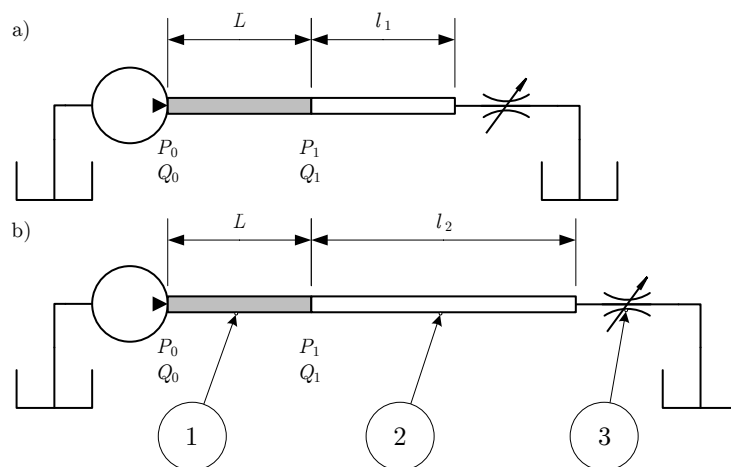
Jedna z pierwszych metod wyznaczania pulsacji wydajności została przedstawiona w 1990 roku przez Edge’a i Johnstona [123], [124] oraz następnie w 1996 roku

przez Johnstona i Drewa [125]. Obie prace opisują metodę nazywaną w literaturze jako „secondary source”, w której hydrauliczny układ pomiarowy (rys. 6.14) wymaga rozbudowy o dodatkowe źródło pulsacji wydajności. Na podstawie powyższych prac została opracowana norma ISO 10767-1:1996 opisująca metodę wyznaczania impedancji źródłowej i pulsacji wydajności pomp wyporowych.



Rys. 6.14. Układ pomiarowy pulsacji wydajności wykorzystujący „secondary source” [125], [126]. 1 – badana pompa, 2 – przetworniki ciśnienia dynamicznego, 3 – zawór dławiący, 4 – przewód o małej średnicy, 5 – dodatkowe źródło pulsacji

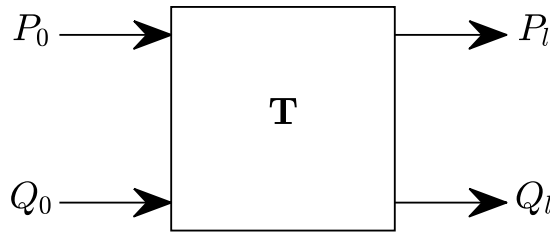
W roku 2000 Kojima i inni [127] opisali inną metodę pozwalającą na wyznaczanie pulsacji wydajności pompy bez konieczności stosowania skomplikowanego dodatkowego źródła pulsacji wydajności. Autorzy zaproponowali pomiar pulsacji ciśnienia w rurze referencyjnej dla dwóch układów (rys. 6.15), różniących się jedynie położeniem zaworu dławiącego.



Rys. 6.15. Układ pomiarowy pulsacji wydajności wykorzystujący metodę „2 Pressures/2 Systems” [127]. a) układ 1, b) układ 2, 1 – rura referencyjna, 2 – rura łącząca, 3 – zawór dławiący

Na podstawie powyższej metody wspomniana wcześniej norma została zaktualizowana w 2015 roku do normy ISO 10767-1:2015. Ze względu na skomplikowany proces pomiarowy i obliczeniowy na rynku brakuje komercyjnie dostępnych układów pomiarowych. W związku z koniecznością budowy stanowiska w dalszej części przedstawiono w skrócie ideę metody oraz wykorzystany aparat matematyczny.

Metoda opiera się na powszechnie znanym modelu rozchodzenia się fali ciśnienia w układzie hydraulicznym z wykorzystaniem elementu dwuwrotnego. Interpretację linii hydraulicznej przedstawia się w postaci czwórnika hydraulicznego zaprezentowanego na rysunku nr 6.15.



Rys. 6.16. Graficzna interpretacja czwórnika hydraulicznego

Matematyczny zapis czwórnika hydraulicznego przedstawia następujące równanie macierzowe:

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ Q_0 \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} P_l \\ Q_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_l \\ Q_l \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

Macierz przejścia $\mathbf{T}$ rozwija się następująco:

$$T_{11} = \cosh(\beta l) \quad (6.9)$$

$$T_{12} = Z_c \sinh(\beta l) \quad (6.10)$$

$$T_{21} = \frac{1}{Z_c} \sinh(\beta l) \quad (6.11)$$

$$T_{22} = \cosh(\beta l) \quad (6.12)$$

Impedancję charakterystyczną Z_c wyznacza się na podstawie zależności:

$$Z_c = \frac{\rho c \xi(\omega)}{\pi r_0^2} \quad (6.13)$$

Współczynnik związany z lepkością cieczy $\xi(\omega)$ w przybliżeniu wynosi:

$$\xi(\omega) \approx 1 + \sqrt{\frac{\nu}{2r_0^2\omega}} - j \left(\sqrt{\frac{\nu}{2r_0^2\omega}} + \frac{\nu}{r_0^2\omega} \right) \quad (6.14)$$

Współczynnik propagacji fali β opisany jest zależnością:

$$\beta = \frac{\xi(\omega)\omega}{c} \quad (6.15)$$

Prędkość rozchodzenia się dźwięku c w rurze referencyjnej z uwzględnieniem sztywności rury opisuje poniższa zależność:

$$c = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{c_0^2} + \frac{(D_r + h)\rho}{Eh}}} \quad (6.16)$$

Prędkość dźwięku w cieczy c_0 można wyznaczyć na podstawie znajomości modułu sprężystości objętościowej cieczy B i jej gęstości ρ , co zapisano poniżej:

$$c_0 = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (6.17)$$

Równanie macierzowe (6.8) można przedstawić w formie poniższych równań dla pomiaru w układzie pierwszym (pierwsze położenie zaworu dławiącego):

$$P_0 = T_{11}P_l + T_{12}Q_l \quad (6.18)$$

$$Q_0 = T_{21}P_l + T_{22}Q_l \quad (6.19)$$

Te same równania dla układu drugiego (zmienione położenie zaworu dławiącego) przedstawiono poniżej:

$$P'_0 = T_{11}P'_l + T_{12}Q'_l \quad (6.20)$$

$$Q'_0 = T_{21}P'_l + T_{22}Q'_l \quad (6.21)$$

Źródło pulsacji, jakim jest pompa wyporowa, w uproszczeniu przedstawia się przy pomocy modelu Nortona:

$$Q_0 = Q_s - \frac{P_0}{Z_s} \text{ lub } Q_s = Q_0 + \frac{P_0}{Z_s} \quad (6.22)$$

$$Q'_0 = Q_s - \frac{P'_0}{Z_s} \text{ lub } Q_s = Q'_0 + \frac{P'_0}{Z_s} \quad (6.23)$$

Podstawiając równania (6.18) i (6.19) do (6.22) oraz (6.20) i (6.21) do (6.23) otrzymujemy poniższe zależności:

$$Q_s - \frac{P_0}{Z_s} = T_{21}P_l + \frac{T_{22}}{T_{12}}(P_0 - T_{11}P_l) \quad (6.24)$$

$$Q_s - \frac{P'_0}{Z_s} = T_{21}P'_l + \frac{T_{22}}{T_{12}}(P'_0 - T_{11}P'_l) \quad (6.25)$$

Rozwiązując powyższe równania względem impedancji źródła Z_s otrzymujemy następującą zależność:

$$Z_s = \frac{-P_0 + P'_0}{\left(T_{21} - \frac{T_{22}T_{11}}{T_{12}}\right)(P_l - P'_l) + \frac{T_{22}}{T_{12}}(P_0 - P'_0)} \quad (6.26)$$

Następnie po podstawieniu wartości macierzy przejścia i uporządkowaniu otrzymujemy zależność na impedancję źródła:

$$Z_s = jZ_c \frac{(P_0 - P'_0) \sin \beta l}{P_l - P'_l - (P_0 - P'_0) \cos \beta l} \quad (6.27)$$

Podstawiając do równania (6.24) wyznaczoną w zależności (6.27) impedancję źródła Z_s , a następnie upraszczając równanie otrzymujemy zależność opisującą pulsację wydajności Q_s wg modelu Nortona:

$$Q_s = j \frac{1}{Z_c} \frac{P_0 P'_l + P'_0 P_l}{(P_0 - P'_0) \sin \beta l} \quad (6.28)$$

Wyznaczone powyżej parametry impedancji źródłowej Z_s i pulsacji wydajności źródła Q_s wyznaczono w oparciu o model Nortona, a więc bez uwzględniania zjawisk falowych wewnątrz kanału tłocznego pompy. Problem ten został dostrzeżony już przez autorów pierwszej metody [123], a następnie został uwzględniony w obecnie obowiązującej normie. Zakładając więc, że port tłoczny pompy można potraktować jako fragment linii hydraulicznej, można przedstawić go matematycznie w postaci czwórnika hydraulicznego, analogicznie do równania macierzowego (6.8). Zakładając macierz przejścia jako $\mathbf{T}^*$ otrzymamy następującą zależność opisującą pulsację natężenia Q_s^* wg zmodyfikowanego modelu:

$$Q_s^* = T_{21}^* P_0 + T_{22}^* Q_0 \quad (6.29)$$

W przyjętym wcześniej modelu Nortona pulsacja wydajności uwzględniona była jedynie na końcu kanału tłocznego. Zakładając z definicji impedancji, że impedancja źródłowa jest stosunkiem pulsacji ciśnienia do pulsacji natężenia przepływu wpływającego do kanału tłocznego możemy zapisać:

$$Z_s = \frac{P_0}{-Q_p} \quad (6.30)$$

Model Nortona nie uwzględnia pulsacji po wewnętrznej stronie kanału tłocznego pompy, a więc w modelu charakterystyk należy przyjąć jego wartość równą 0, co można zapisać następująco:

$$0 = T_{21}^* P_0 + T_{22}^* Q_p \quad (6.31)$$

Z równań (6.30) i (6.31) można wyznaczyć zależność pomiędzy współczynnikami macierzy przejścia:

$$Z_s = \frac{T_{22}^*}{T_{21}^*} \quad (6.32)$$

Wstawiając zależność (6.32) do (6.29) otrzymujemy:

$$Q_s^* = T_{21}^* Z_s \left(\frac{P_0}{Z_s} + Q_0 \right) \quad (6.33)$$

Następnie uwzględniając zależność (6.22) możemy zapisać:

$$Q_s^* = T_{21}^* Z_s Q_s \quad (6.34)$$

Korzystając z własności macierzy T^* oraz zależności (6.32) otrzymujemy zależność:

$$T_{21}^* = \frac{1}{\sqrt{Z_s^2 - Z_c^2}} \quad (6.35)$$

Podstawiając powyższą zależność do (6.34) otrzymujemy ostateczną postać zależności pulsacji wydajności pompy:

$$Q_s^* = \frac{Z_s}{\sqrt{Z_s^2 - Z_c^2}} Q_s \quad (6.36)$$

Zgodnie z normą ISO 10767-1:2015, na podstawie zarejestrowanych przebiegów ciśnienia $p_0(t)$ i $p_1(t)$ przy dławieniu pompy pierwszym zaworem oraz $p'_0(t)$ i $p'_1(t)$ przy dławieniu drugim zaworem, wyznaczono składowe harmoniczne P_0 , P_1 , P'_0 i P'_1 wykorzystując analizę FFT:

$$X(i\omega_k) \equiv X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n\tau) e^{-j\frac{2\pi nk}{N}} \equiv \text{Re}\{X(k)\} + j \text{Im}\{X(k)\} \quad (6.37)$$

Wartości amplitudy sygnału oraz przesunięcia fazowego wyznaczono przy pomocy poniższych zależności:

$$|X(k)| = \sqrt{[\text{Re}\{X(k)\}]^2 + [\text{Im}\{X(k)\}]^2} \quad (6.38)$$

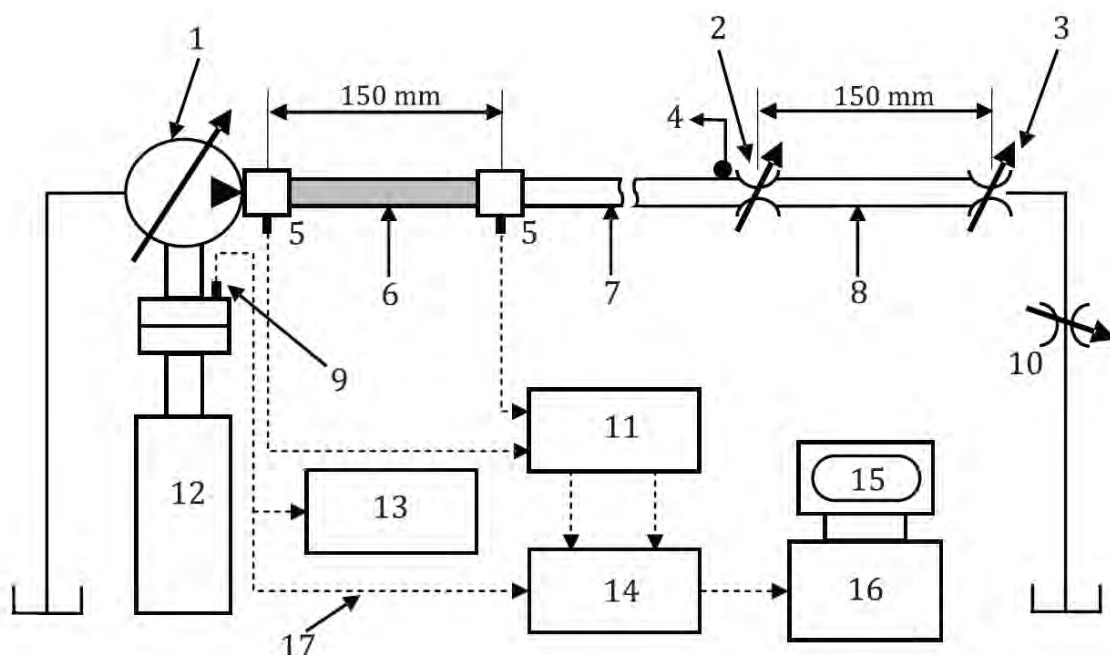
$$\angle X(k) = \frac{180}{\pi} \text{tg}^{-1} \left[\frac{\text{Im}\{X(k)\}}{\text{Re}\{X(k)\}} \right] \quad (6.39)$$

Na podstawie otrzymanych składowych harmonicznych pulsacji ciśnienia wyznaczono pulsację wydajności Q_s i impedancję Z_s źródła wg standardowego modelu Nortona zgodnie z zależnościami (6.28) i (6.27). W kolejnym kroku na podstawie zależności (6.36) wyznaczono pulsację wydajności Q_s^* wg modelu zmodyfikowanego.

Na podstawie otrzymanych składowych harmonicznych pulsacji wydajności Q_s^* przebieg czasowy $q(t)^*$ można wyznaczyć przy pomocy poniższego równania:

$$q(t)^* = \sum_{i=1}^{10} |Q_{s,i}^*| \cos(2\pi f_i t + \psi_i) \quad (6.40)$$

Zgodnie z normą ISO 10767-1:2015 w procesie wyznaczania pulsacji wydajności analizowane jest jedynie dziesięć pierwszych składowych częstotliwości zarejestrowanych sygnałów ciśnienia lub maksymalnie do częstotliwości równej 3,5 kHz. Do rejestracji sygnałów ciśnienia, w celu zapewnienia odpowiedniej dokładności, wymagany jest układ pomiarowy wyposażony w przetworniki analogowo-cyfrowe minimum 24-bitowe. Ważnym elementem całego układu pomiarowego jest również układ pomiaru położenia wału silnika, gdyż w procesie analizy danych istotne są wartości przesunięcia fazowego składowych harmonicznych zarejestrowanych sygnałów ciśnienia. Aby wspomniane przesunięcia fazowe dla wszystkich pomiarów ciśnienia miały zawsze wspólne odniesienie, przeprowadzana analiza FFT wyzwalana jest od stałego położenia wału pompy. Na rysunku nr 6.17 przedstawiono schemat układu pomiarowego zgodnie z normą ISO 10767-1.



Rys. 6.17. Schemat układu pomiarowego zgodnie z normą ISO 10767-1:2015 [128]: 1 – badana pompa, 2 – zawór dławiący nr 1, 3 – zawór dławiący nr 2, 4 – zawór bezpieczeństwa, 5 – piezoelektryczne przetworniki ciśnienia, 6 – rura referencyjna, 7 – rura łącząca, 8 – rura przedłużająca, 9 – czujnik położenia wału, 10 – zawór ciśnienia wstecznego, 11 – kondycjoner sygnału IEPE, 12 – silnik napędowy, 13 – miernik prędkości obrotowej, 14 – 24-bitowa karta pomiarowa, 15 – wyświetlacz, 16 – komputer pomiarowy, 17 – sygnał wyzwalający

6.2.2. Budowa i testy układu pomiarowego

Jak wspomniano wcześniej, ze względu na brak komercyjnie dostępnych gotowych układów pomiarowych do wyznaczania pulsacji wydajności, w ramach niniejszej pracy zbudowano własne stanowisko badawcze (rysunek nr 6.18). Zgodnie z zleceniami normy ISO 10767-1:2015 wyznaczono optymalne długości rury referencyjnej oraz przedłużającej maksymalizując wynik różnicy zmierzonych składowych ciśnienia ($P_0 - P'_0$) oraz ($P_l - P'_l$) występujących we wzorach (6.27) oraz (6.28). Ze względu na przeprowadzone testy oraz konieczność analizy zakresu częstotliwości nieznacznie przekraczającego wspomniane przez normę 3,5 kHz przeprowadzono serię testów dla coraz mniejszych długości rury referencyjnej.



Rys. 6.18. Stanowisko badawcze do wyznaczania pulsacji wydajności pomp z badaną pompą prototypową

Parametry hydraulicznej linii pomiarowej przedstawiono w tabeli nr 6.2. Podana w nawiasie wartość długości rury referencyjnej stosowana była przy pomiarach w ramach testów stanowiska z wykorzystaniem pompy konwencjonalnej.

Tab. 6.2. Główne parametry linii hydraulicznej wykorzystanej do pomiaru pulsacji wydajności

Lp.	Parametr	Wartość
1	Długość rury referencyjnej	98,7 mm (149,8 mm)
2	Średnica wew. rury referencyjnej	19 mm
3	Grubość ścianki	3,0 mm
4	Długość rury przedłużającej	163,1 mm
5	Moduł sprężystości materiału rury	210 GPa

Wyznaczając przebieg pulsacji wydajności ważne jest również określenie, ze zdefiniowaną przez normę dokładnością, podstawowych parametrów cieczy hydraulicznej. Część danych, takich jak: lepkość kinematyczna w 40 °C, wskaźnik lepkości oraz gęstość otrzymano wraz z kartą katalogową producenta. Niestety, pomimo bezpośredniego kontaktu z producentem oleju, nie otrzymano wartości modułu sprężystości objętościowej oleju B , która jest kluczowa do określenia prędkości propagacji fali ciśnienia w tłoczonym czynniku. W celu określenia rzeczywistej wartości modułu przygotowano odpowiednie stanowisko (rysunek nr 6.19) wyznaczając szukaną wartość zgodnie z definicją:

$$B = -V \frac{dp}{dV} \quad (6.41)$$



Rys. 6.19. Stanowisko badawcze przeznaczone do wyznaczania modułu sprężystości objętościowej oleju

Zestawienie przyjętych do obliczeń parametrów cieczy przedstawiono w tabeli nr 6.3. Wartość modułu sprężystości objętościowej podano w formie przedziału, gdyż silnie zależy ona od ciśnienia cieczy. W trakcie obliczeń przyjęto wartość modułu odpowiadającą ciśnieniu średniemu, przy którym prowadzono pomiar.

Tab. 6.3. Najważniejsze parametry cieczy roboczej

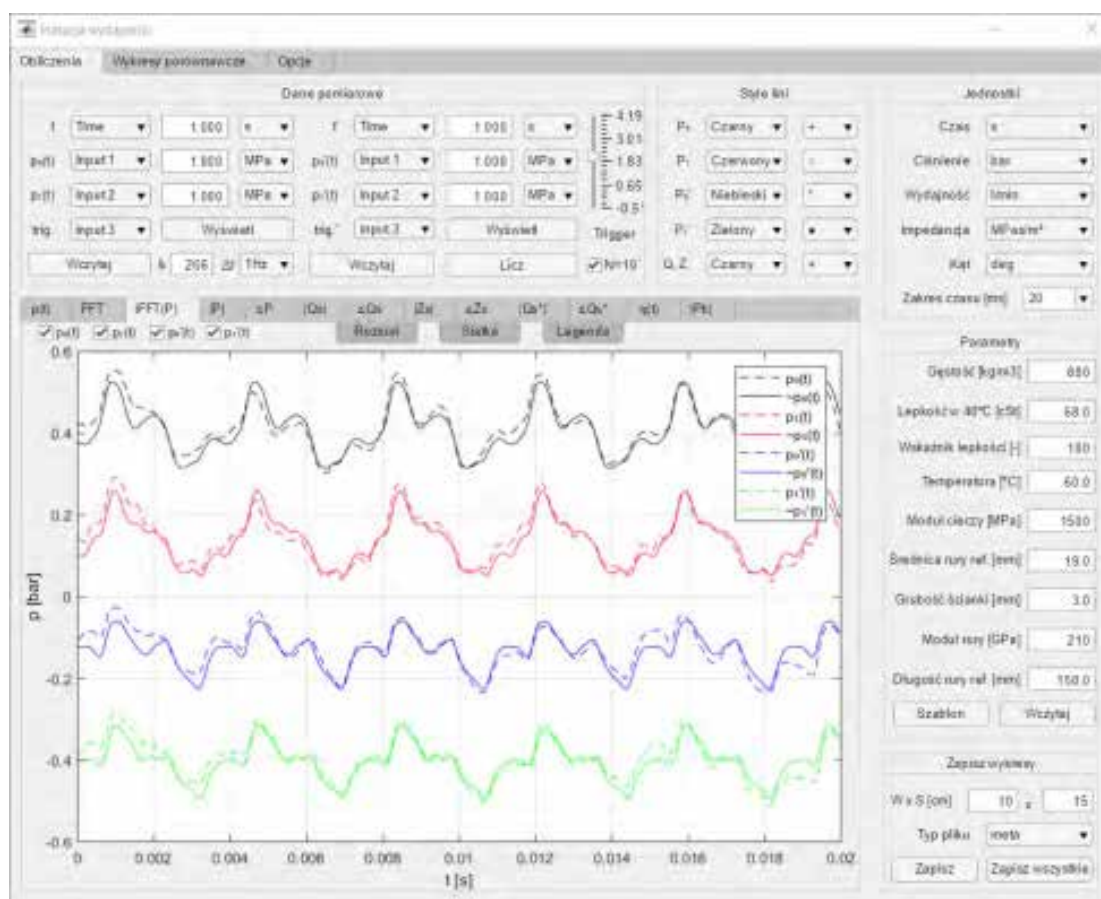
Lp.	Parametr	Wartość
1	Rodzaj cieczy	Lotos Oil L-HL-68
2	Lepkość kinematyczna w 40 °C	65,6 cSt
3	Wskaźnik lepkości	98
4	Gęstość	880 kg/m ³
5	Moduł sprężystości objętościowej	1300–1700 MPa

W tabeli nr 6.4 zawarto spis aparatury pomiarowej wykorzystanej do wyznaczenia przebiegów pulsacji wydajności.

Tab. 6.4. Aparatura pomiarowa wykorzystana do wyznaczenia pulsacji wydajności

Lp.	Opis	Typ/nr seryjny
1	Przetwornik ciśnienia dynamicznego w króćcu tłocznym	PCB M102B06 S/N: 46981
2	Przetwornik ciśnienia dynamicznego w rurze referencyjnej	PCB M102B06 S/N: 46982
3	Dane aparatury rejestrującej (rejestrator sygnału lub analizator widma)	Brüel&Kjær 3050-A-040 S/N: 3050-100862
4	Czujnik temperatury	HySense [®] TE100 –50–200 °C S/N: 18492
5	Przepływomierz	HySense [®] QG-100 0,7–70 l/min S/N: 35149
6	Czujnik ciśnienia statycznego	HySense [®] PR100 0–250 bar S/N: Z210266807
7	Dane aparatury do monitorowania parametrów pracy pompy	Hydrotechnik MultiSystem 8050 S/N: 0224

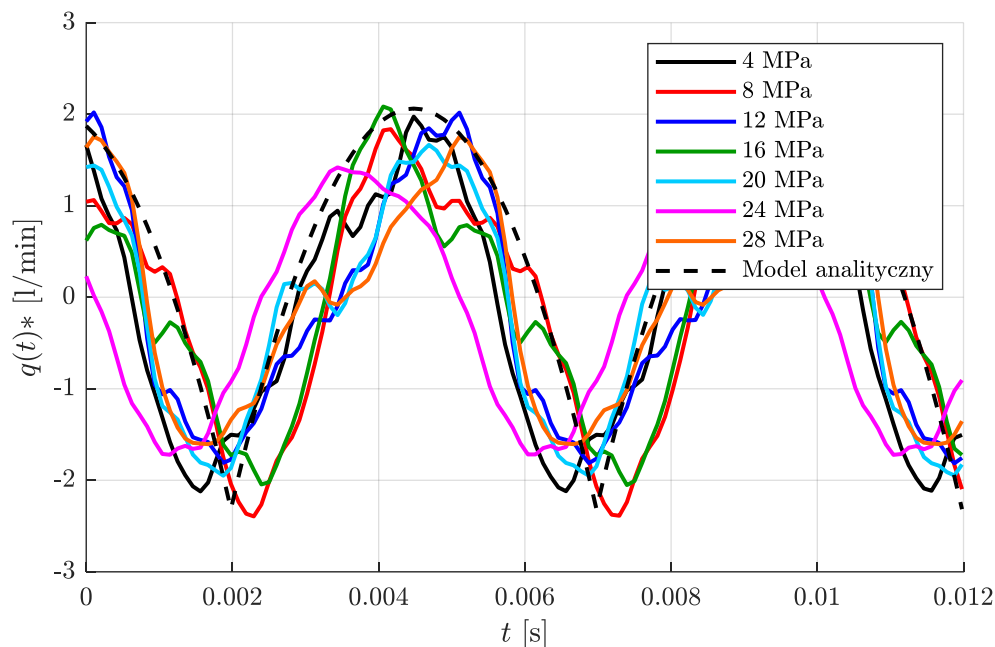
Ponadto, w celu przyspieszenia procedury obliczeniowej, a także podglądu wyników napisano autorski program pozwalający na szybkie wyznaczanie pulsacji wydajności z wczytanych plików pomiarowych. Zrzut okna programu przedstawiono na rysunku nr 6.20.



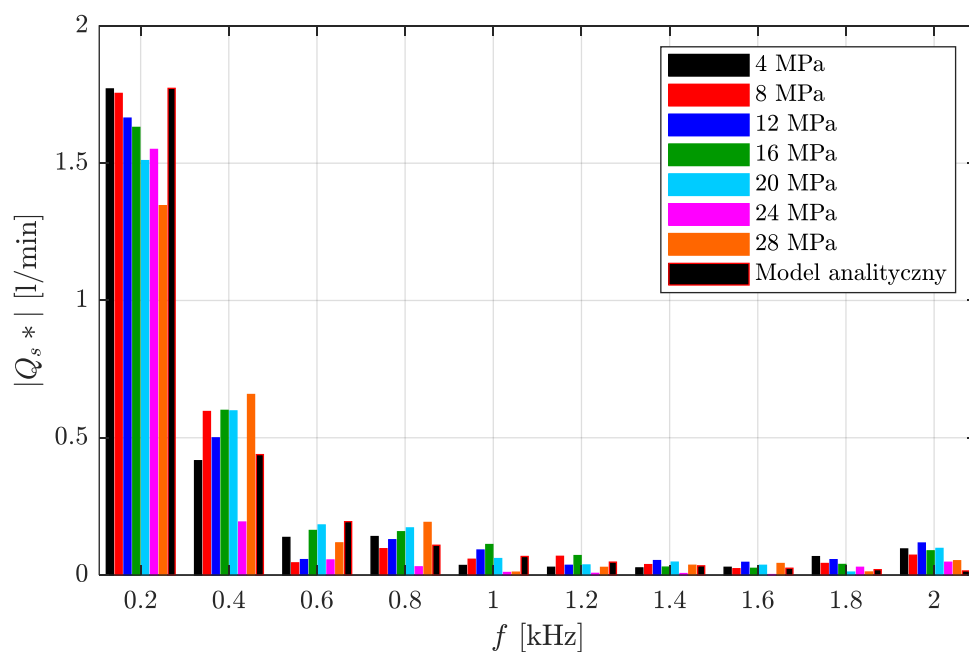
Rys. 6.20. Interfejs autorskiego programu napisanego w celu przyspieszenia i częściowej automatyzacji procedury obliczeniowej pulsacji wydajności

Przed przystąpieniem do pomiarów pomp prototypowych przeprowadzono kilka testowych serii pomiarowych na pompach konwencjonalnych o zarysach ewolwentowych, których teoretyczne przebiegi pulsacji wydajności są powszechnie znane i wielokrotnie opisane w literaturze [95], [129]. Na rysunku nr 6.21 przedstawiono przebiegi czasowe pulsacji wydajności dla pompy konwencjonalnej (Hydrotor S.A. 3PW-KPF1 nr 7, $24 \text{ cm}^3/\text{obr}$) przy różnych ciśnieniach tłoczenia, wraz z przebiegiem teoretycznym. Porównanie składowych harmonicznych dla wyznaczonych przebiegów przedstawiono na rysunku nr 6.22. Pulsacja teoretyczna dla testowanej pompy wynosi 18,24 %, co przekłada się na wyraźny rejestrowany sygnał pulsacji ciśnienia. Stosunek rejestrowanego sygnału pulsacji ciśnienia do szumu (SNR) dla badanej pompy wynosił średnio 14,1 dB, co pozwoliło na uzyskanie szczególnie wysokiej zgodności pomiaru z przebiegiem teoretycznym w porównaniu do dalej opisywanych badań pomp niskopulsacyjnych. Przy ciśnieniu 4 MPa błąd odwzorowania składowej podstawowej ($\delta Q_{s,1}^*$) wynosi 0,1 %. Analizując amplitudy kolejnych pomiarów można zauważyć, że wraz ze wzrostem ciśnienia maleje dokładność odwzorowania przebiegu teoretycznego, a błąd dla składowej podstawowej wzrasta

maksymalnie do 24,1 %. Dodatkowo, na podstawie znormalizowanego współczynnika korelacji wzajemnej ρ_{qq^*} , określono, że podobieństwo przebiegów wyznaczonych względem przebiegu teoretycznego zawiera się w przedziale od 0,873 do 0,981.

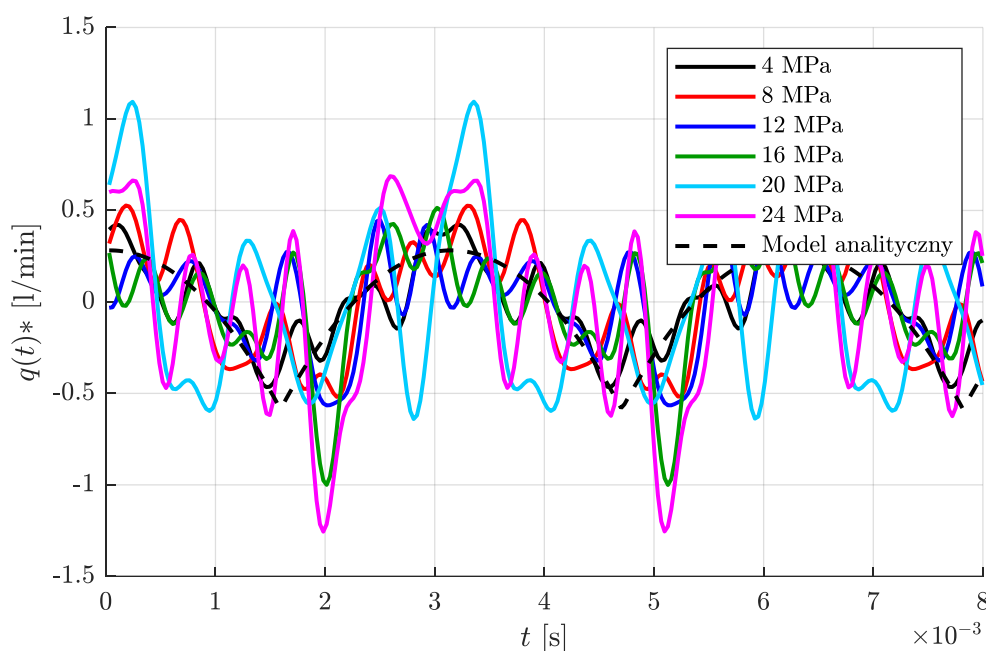


Rys. 6.21. Przebiegi czasowe pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej konwencjonalnej pompy zębatej (KPF1 nr 7, 1000 obr/min)



Rys. 6.22. Widma amplitudowe wyznaczonych pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej konwencjonalnej pompy zębatej (KPF1 nr 7, 1000 obr/min)

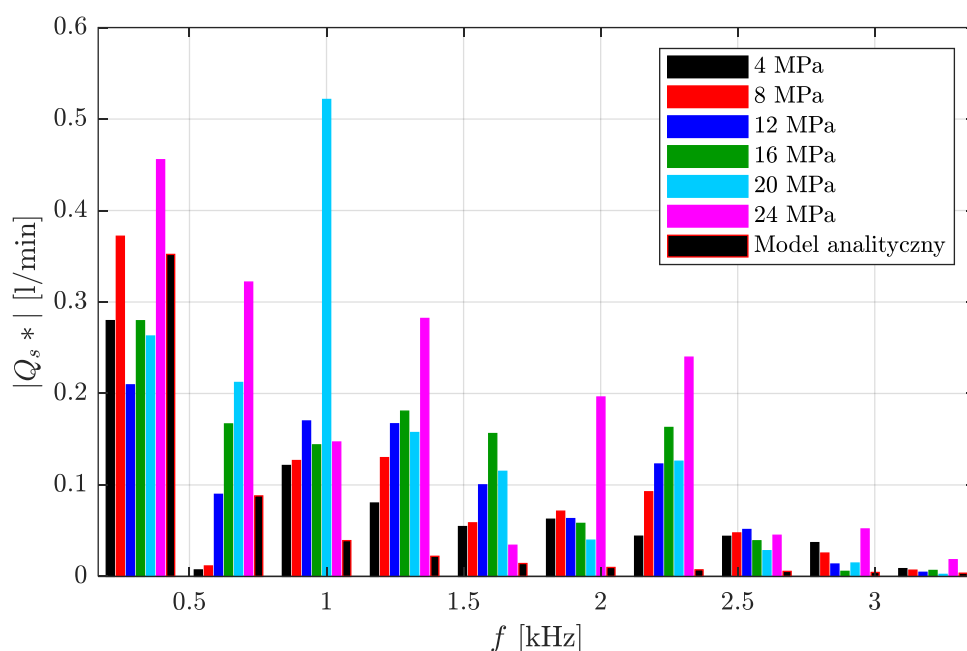
Dodatkowo, przeprowadzono również pomiary dla pompy niskopulsacyjnej o bliźniaczej konstrukcji (Hydrotor S.A. 3PW-BPF1, 24 cm³/obr), której teoretyczna wartość pulsacji wydajności jest około czterokrotnie niższa i wynosi 4,47 %. Ze względu na znacząco niższą wartość pulsacji można domyślić się, że zmierzony sygnał pulsacji ciśnienia będzie cechował się mniejszymi amplitudami, wskutek czego przebieg czasowy będzie się „wyplaszaczał”. W efekcie, ze względu na występujące zakłócenia pomiaru, dokładność odwzorowania przebiegu czasowego pulsacji wydajności będzie wizualnie gorsza. Wyniki pomiarów w postaci przebiegów czasowych dla pompy niskopulsacyjnej przedstawiono na rysunku nr 6.23.



Rys. 6.23. Przebiegi pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej pompy zębatej o obniżonej pulsacji wydajności (BPF1, 800 obr/min)

Na rysunku nr 6.24 zestawiono amplitudy kolejnych harmonicznnych wyznaczonych pulsacji wydajności oraz przebiegu teoretycznego. Należy tutaj zwrócić uwagę na znacznie mniejszą zbieżność pomiaru z przebiegiem teoretycznym, błąd odwzorowania dla pierwszej składowej względem wartości teoretycznej waha się w zakresie od 5,7 % do 40,5 %. Efekt ten bezpośrednio związany jest z niższą wartością generowanej pulsacji ciśnienia, a co za tym idzie niższym rejestrowanym sygnałem. SNR dla przeprowadzonych pomiarów wynosił średnio 2,33 dB. Dodatkowo badana pompa cechowała się uszkodzeniem kół zębatych, co również zostało ujawnione w trakcie tych pomiarów jako nagły spadek ciśnienia, który nasila się wraz ze wzrostem ciśnienia tłoczenia pompy. Pojawiające się z tego powodu dodatkowe zniekształcenia sygnału powodują, że znormalizowany współczynnik korelacji

wzajemnej dla wyznaczonych przebiegów względem przebiegu teoretycznego osiąga maksymalnie wartość 0,826.



Rys. 6.24. Widma amplitudowe wyznaczonych pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej pompy zębatej o obniżonej pulsacji wydajności (BPF1, 800 obr/min)

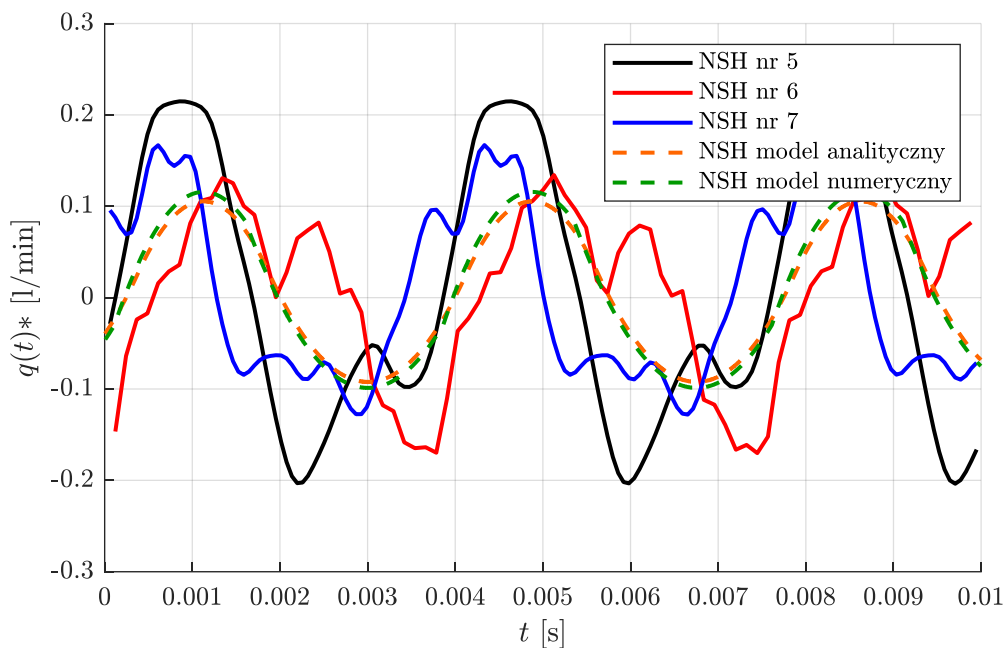
Przeprowadzone testy dla pomp konwencjonalnych o zarysie ewolwentowym wykazały poprawność przyjętej metody pomiarowej oraz potwierdziły możliwość wykorzystania zbudowanego stanowiska do dalszych badań nad pompami prototypowymi.

6.2.3. Wyniki pomiaru pulsacji wydajności dla pomp prototypowych

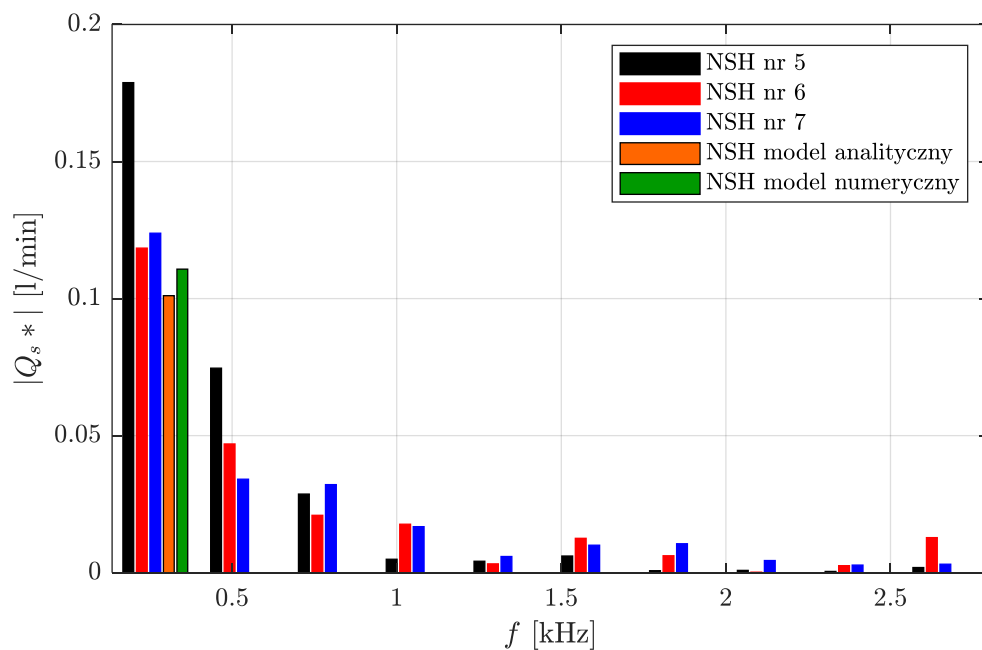
Zdobyte doświadczenie w trakcie wcześniej prowadzonych pomiarów pulsacji wydajności oraz wielokrotnie przeprowadzone pomiary na jednostkach prototypowych pozwoliły na przeprowadzenie obliczeń mających na celu wyznaczenie pulsacji wydajności docelowych jednostek prototypowych. Badaniom poddano zarówno jednostki pierwszej serii (koła tylko frezowane) oraz drugiej serii (koła szlifowane). Ze względu na wysoką niedokładność oraz wady na powierzchni zębów pierwszej serii kół zębatych wyznaczona pulsacja silnie zależała od ciśnienia tłoczenia, a także od testowanego egzemplarza. W związku z powyższym, otrzymane wyniki uznano za niejednoznaczne, obarczone wysokim błędem związanym głównie z technologią wykonania, co uniemożliwia jednoznaczne potwierdzenie słuszności opracowanego

modelu analitycznego oraz numerycznego, w których to zakładano idealne odwzorowanie zarysu zęba.

Znacznie wyższą zbieżność badań stanowiskowych z modelami matematycznymi otrzymano dla drugiej serii pomp prototypowych. Wyznaczone przebiegi czasowe wraz z przebiegami teoretycznymi przedstawiono na rysunku nr 6.25. Mając na uwadze, że spodziewana wartość pulsacji (współczynnika nierównomierności wydajności) wynosi około 1 % wartości średniej wydajności, otrzymane wyniki można z całą pewnością uznać za zadowalające. Znormalizowana korelacja wzajemna pomiędzy wyznaczonymi przebiegami wydajności chwilowej a przebiegiem obliczonym zgodnie z modelem analitycznym mieści się w zakresie od 0,90 do 0,92. Dodatkowo, na rysunku nr 6.26 zestawiono amplitudy kolejnych harmonicznych wyznaczonych przebiegów wraz z amplitudami odpowiadającymi przebiegom teoretycznym. Najlepszą zgodność uzyskano dla pomp o numerach seryjnych 6 oraz 7, w przypadku których rozbieżność podstawowej składowej pulsacji wydajności względem modelu analitycznego wynosi kolejno 17,2 % i 22,6 %. Pompy te, jak przedstawiono wcześniej, charakteryzowały się najwyższą szczelnością wewnętrzną. Można zatem wnioskować, że wyznaczony przebieg pulsacji wydajności pompy nr 5 obciążony jest dodatkowym wpływem przecieków wewnętrznych. Należy również zauważyć, iż teoretyczny kształt przebiegu wydajności chwilowej jest wysoce zbliżony do przebiegu sinusoidalnego, gdyż wartości harmonicznych począwszy od drugiej składowej są bliskie zera. W przebiegach pulsacji wyznaczonych dla pomp prototypowych można jednak zauważyć wyraźnie wyższe zniekształcenie, objawiające się obecnością niezerowych kolejnych harmonicznych. Pomimo tych rozbieżności, przeprowadzone pomiary można uznać za udane, a uzyskane wyniki potwierdzają słuszność opracowanych modeli. Szczegółowe zestawienie wyznaczonych parametrów wraz z porównaniem do pompy konwencjonalnej przedawniono w podsumowaniu pracy w tabeli 8.1. Dodatkowo, biorąc pod uwagę ich unikalny charakter, można stwierdzić, że stanowią one istotny wkład w rozwój modelowania pulsacji w pompach typu CCHGP.



Rys. 6.25. Przebieg czasowy wyznaczonych pulsacji wydajności prototypowych pomp NSH nr 5, 6, 7 w porównaniu z modelem analitycznym i numerycznym dla prędkości obrotowej 800 obr/min przy ciśnieniu 4 MPa



Rys. 6.26. Porównanie widm amplitudowych wyznaczonych pulsacji wydajności prototypowych pomp NSH nr 5, 6, 7 w porównaniu z modelem analitycznym i numerycznym dla prędkości obrotowej 800 obr/min przy ciśnieniu 4 MPa

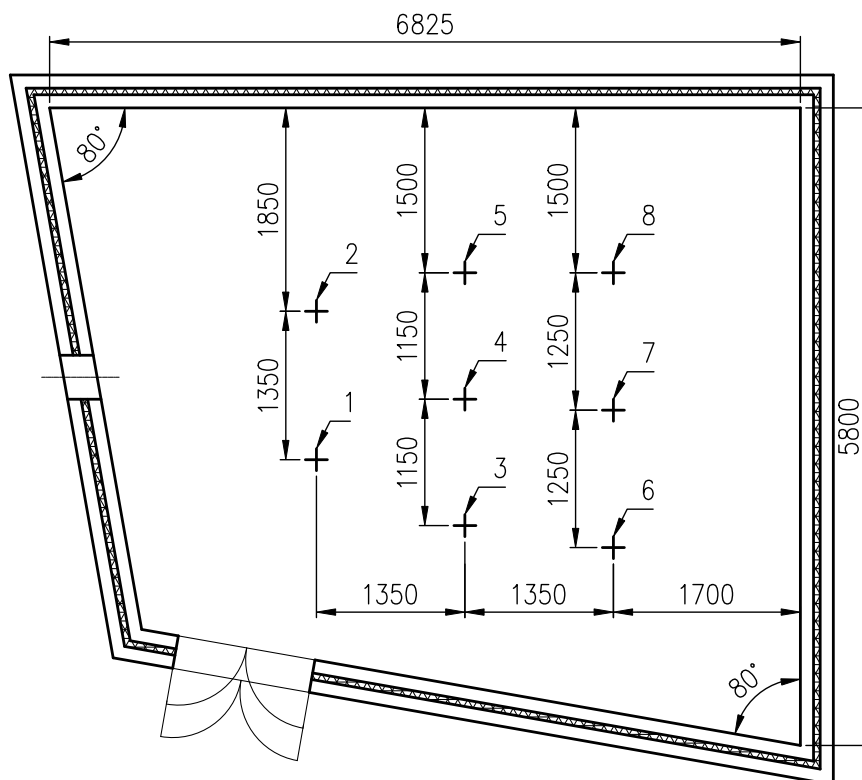
7. BADANIA I OCENA WŁAŚCIWOŚCI AKUSTYCZNYCH

Badania akustyczne odgrywają kluczową rolę w ocenie jakości i zgodności urządzeń mechanicznych, w tym również pomp zębatych, z obowiązującymi normami. W przypadku pomp niskopulsacyjnych, które z założenia powinny być ciche, analiza generowanego hałasu jest szczególnie istotna. Umożliwia ona identyfikację źródeł dźwięków mogących wpływać na klimat akustyczny oraz prowadzenie dalszych modyfikacji konstrukcyjnych w celu redukcji hałaśliwości. W dalszej części rozdziału przedstawiona zostanie zastosowana metoda oraz wyniki pomiarów akustycznych, w tym analiza mocy akustycznej oraz widma tercjowego, które mogą stanowić podstawę do dalszego rozwoju badanych konstrukcji.

Badania akustyczne można podzielić na metody polegające na pomiarze poziomu ciśnienia akustycznego lub pomiarze natężenia dźwięku. Metody natężeniowe mogą być stosowane w pomieszczeniach nieprzystosowanych do pomiarów akustycznych lub w warunkach podwyższonego tła akustycznego. Z tych powodów są to metody najczęściej stosowane przy pomiarach mocy akustycznej maszyn w warunkach roboczych, kiedy umieszczenie maszyny w komorze jest niemożliwe lub nieopłacalne ze względu na jej wyłączenie z pracy lub wysokie koszty transportu. Metody ciśnieniowe stosowane są głównie przy pomiarach w pomieszczeniach przystosowanych do pomiarów akustycznych, do których należą komory bezechowe, semibezechowe oraz pogłosowe. Nieco rzadziej wykorzystuje się je w pomiarach terenowych nad tzw. płaszczyzną odbijającą.

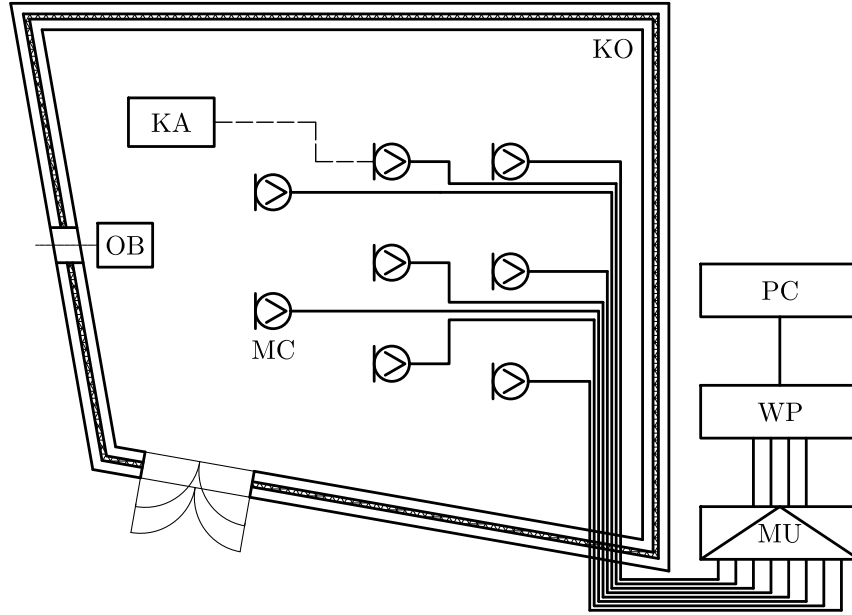
7.1. Pomiar parametrów akustycznych

Badania akustyczne pomp prototypowych przeprowadzono w komorze pogłosowej znajdującej się w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn wchodzącego w skład Katedry Eksploatacji Systemów Technicznych. Objętość komory wynosi $V = 102 \text{ m}^3$ i, zgodnie z obecnie obowiązującą normą, komora nie spełnia wymaganej minimalnej objętości dla prowadzenia badań akredytowanych. Jednakże ze względu na przeprowadzone badania porównawcze, wspomniana komora jest wystarczającym, stabilnym środowiskiem akustycznym do przeprowadzenia analizy porównawczej. Rzut komory wraz z lokalizacją punktów pomiarowych przedstawiono na rysunku nr 7.1.



Rys. 7.1. Rzut komory pogłosowej w Katerze Eksploatacji Systemów Technicznych

Do pomiaru wielkości akustycznych wykorzystano system pomiarowy składający się z 8 mikrofonów pojemnościowych (Brüel&Kjær typ 4165) z przedwzmacniaczami (Brüel&Kjær typ 2639), które połączono z 8-kanalowym multiplekserem (Brüel&Kjær typ 2811). Sygnały poziomu ciśnienia akustycznego z wybranych 4 mikrofonów rejestrowano przy pomocy uniwersalnej czterokanałowej karty pomiarowej (Brüel&Kjær typ 3050-A-040). Dzięki zastosowaniu multipleksera i odpowiedniej konfiguracji połączeń system umożliwia pomiar z dowolnie wybranego mikrofonu. W trakcie pomiarów testowych wytypowano 4 mikrofony (1, 2, 4, 7), z których w sposób jednoczesny rejestrowano sygnały ciśnienia akustycznego. W procesie obliczeń uwzględniono również poprawki wyznaczone w trakcie kalibracji mikrofonów przeprowadzonej pistofonem (Brüel&Kjær typ 4220). Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rysunku nr 7.2.



Rys. 7.2. Schemat blokowy toru pomiarowego do wyznaczania hałaśliwości pomp zębatach: KO – komora akustyczna dyfuzyjna, KEST Politechniki Wrocławskiej, OB – badany obiekt – hydrauliczna pompa zębata, MC – pojemnościowe mikrofony pomiarowe z przedwzmacniającymi, B&K typ 4165 + 2639, MU – multiplexer 8-kanalowy, B&K typ 2811, WP – uniwersalny wzmacniacz pomiarowy, B&K typ 3050-A-040, KA – kalibrator akustyczny (pistonfon), B&K typ 4220

Rejestrację ciśnienia akustycznego przeprowadzono w pasmach tercjowych w pełnym zakresie słyszalnym (od 12,5 Hz do 20 kHz). Poziom ciśnienia akustycznego w j -tym pasmie wyznaczono przy pomocy poniższej zależności:

$$L_{p j} = 10 \log \frac{\langle p_j^2 \rangle}{p_0^2} \quad (7.1)$$

Globalny poziom ciśnienia akustycznego wyznaczono zgodnie z poniżej przedstawionym wzorem (dla zakresu, w którym komora spełnia minimalne wymagania):

$$L_p = 10 \log \frac{\sum_j \langle p_j^2 \rangle}{p_0^2} \quad (7.2)$$

W celu wyznaczenia skorygowanego poziom dźwięku wg charakterystyki częstotliwościowej A, w pierwszej kolejności wyznaczono skorygowany poziom dźwięku indywidulanie dla każdej z analizowanych tercji, uwzględniając wartości współczynników korekcyjnych $L_{p j}$ [130]. Obliczenia te przeprowadzono zgodnie z poniższą zależnością:

$$L_{pA j} = K_{A j} + L_{p j} \quad (7.3)$$

Wykorzystując skorygowane pasmowe poziomy dźwięku wyznaczono skorygowany poziom dźwięku w odniesieniu globalnym przy pomocy poniższego wzoru:

$$L_{pA} = 10 \log \sum_j 10^{0,1(L_{pA j})} \quad (7.4)$$

Moc akustyczną wyznaczono metodą dokładną w oparciu o normę PN-85/N-01334, po uprzednim przeprowadzeniu pomiarów kalibrujących komorę oraz wyznaczeniu na tej podstawie odpowiednich współczynników. Wyznaczone wartości współczynników przedstawiono w tabeli 7.1.

Poziom mocy akustycznej w j -tym pasmie częstotliwości wyznacza się na podstawie pasmowych poziomów ciśnienia akustycznego zgodnie z poniższym wzorem:

$$L_{W j} = L_{p j} + 10 \log \frac{A_j}{A_0} + 10 \log \frac{1 + \frac{S_V \lambda}{8V}}{1 - \frac{A}{S_V}} - 6 + C \quad (7.5)$$

Korzystając z uprzednio wyznaczonych pasmowych poziomów mocy wartość globalnego poziomu mocy akustycznej wyliczana jest zgodnie z poniższą zależnością:

$$L_W = 10 \log \sum_j 10^{0,1(L_{W j})} \quad (7.6)$$

Skorygowany poziom mocy akustycznej wyznacza się analogicznie do powyższej przedstawionej procedury z wykorzystaniem skorygowanych poziomów dźwięku w analizowanych pasmach. Poniżej przedstawiono zależności na kolejno pasmowy i globalny na poziom mocy akustycznej:

$$L_{WA j} = L_{A j} + 10 \log \frac{A_j}{A_0} + 10 \log \frac{1 + \frac{S_V \lambda}{8V}}{1 - \frac{A}{S_V}} - 6 + C \quad (7.7)$$

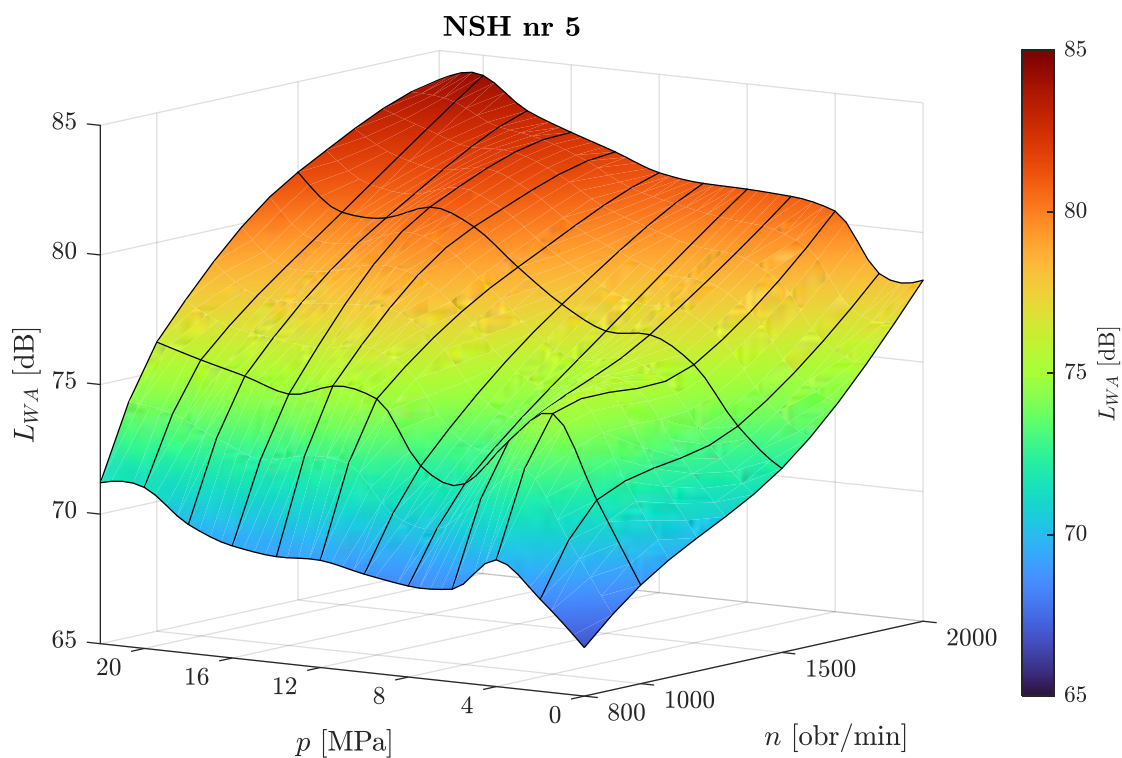
$$L_{WA} = 10 \log \sum_j 10^{0,1(L_{pA j})} \quad (7.8)$$

Tab. 7.1. Zestawienie wyznaczonych współczynników poziomu mocy akustycznej dla wykorzystanej dla komory pogłosowej [131] (znajdującej się w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn)

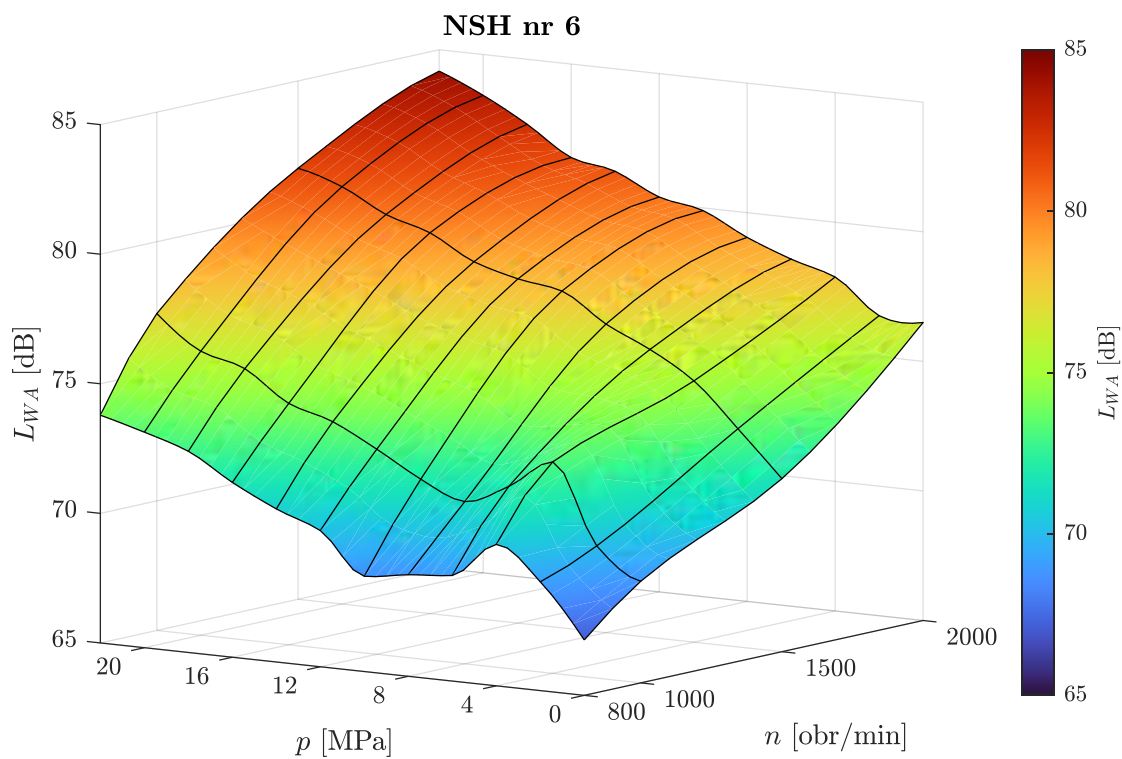
Oktawa f_j [Hz]	$10 \log \frac{A_j}{A_0}$	$10 \log \frac{1 + \frac{S_V \lambda}{8V}}{1 - \frac{A}{S_V}}$
125	5,12	1,77
250	5,12	1,02
500	5,70	0,79
1000	6,00	0,37
2000	6,11	0,26
4000	7,00	0,23
8000	9,64	0,33

7.2. Skorygowany poziom mocy akustycznej

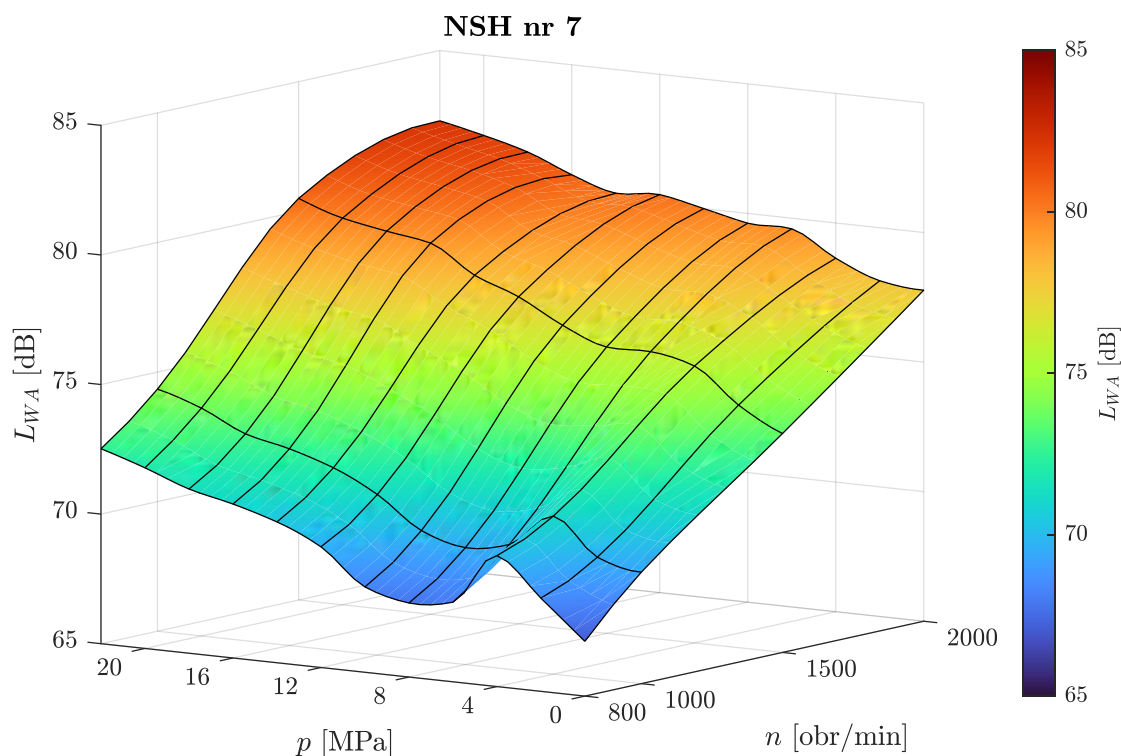
Na podstawie przeprowadzonych pomiarów wygenerowano charakterystyki skorygowanego poziomu mocy akustycznej w zależności od prędkości obrotowej pompy oraz ciśnienia tłoczenia. Uzyskane dane w formie map 3D przedstawiono na poniższych rysunkach (7.3, 7.4 oraz 7.5). W poniższej prezentacji wyników pominięto pozostałe wcześniej opisywane parametry akustyczne ze względu na fakt, iż poziom mocy akustycznej jako jedyny w sposób obiektywny określa emisję hałasu do otoczenia. W przeciwieństwie do poziomu ciśnienia akustycznego lub poziomu dźwięku, poziom mocy akustycznej nie zależy od otoczenia, w którym może znajdować się obiekt. Zmierzony skorygowany poziom mocy akustycznej dla trzech prototypowych jednostek nie przekroczył 85 dB. Ogólny przebieg charakterystyk akustycznych można zakwalifikować do standardowych, co oznacza, że równocześnie ze wzrostem generowanej mocy (ciśnienie oraz prędkość obrotowa) odnotowywany jest rosnący trend emitowanej mocy akustycznej. Szczególną uwagę należy zwrócić na przebieg poziomu mocy akustycznej w zakresie niskich obciążeń. Dla każdej z badanych pomp zauważalny jest szybki wzrost poziomu mocy akustycznej w początkowej fazie obciążenia po czym, szczególnie dla niskich prędkości obrotowych, następuje wyraźne zatrzymanie narostu lub nawet chwilowy spadek poziomu mocy akustycznej, co można określić terminem „wzgórza” (używając bezpośredniego tłumaczenia z opracowań angielskojęzycznych – „hills”). Analiza widmowa przeprowadzona w kolejnym podrozdziale pozwoli na określenie zakresów częstotliwości, które w głównej mierze wpływają na wartość globalną.



Rys. 7.3. Mapa poziomu skorygowanej mocy akustycznej pompy prototypowej NSH nr 5



Rys. 7.4. Mapa poziomu skorygowanej mocy akustycznej pompy prototypowej NSH nr 6



Rys. 7.5. Mapa poziomu skorygowanej mocy akustycznej pompy prototypowej NSH nr 7

7.3. Analiza widmowa

Akustyczna analiza widmowa w oktawach lub tercjach polega na podziale zarejestrowanego spektrum dźwiękowego na węższe podpasma, a następnie precyzyjne określenie wartości parametru akustycznego emitowanego hałasu dla każdego z wydzielonych pasm. Dzięki tej metodzie można uzyskać szczegółowy obraz widmowy dźwięków generowanych przez pompę, ułatwiając w ten sposób identyfikację dominujących częstotliwości oraz ich amplitud w zależności od zmieniających się parametrów pracy. Pomiary przeprowadzono przy różnych wartościach ciśnienia roboczego oraz prędkości obrotowej wału pompy. Badanie miało na celu identyfikację źródeł hałasu oraz porównanie charakterystyk akustycznych kolejnych pomp prototypowych.

Dla wykorzystanej w pomiarach komory pogłosowej wyznaczone zostały jedynie oktawowo współczynniki umożliwiające obliczenie mocy akustycznej badanego obiektu. Niestety, ze względu na zbyt dużą szerokość pasm oktawowych, identyfikacja źródeł hałasu może być utrudniona ze względu na zbyt niską rozdzielczość częstotliwościową. Z tego względu podjęto decyzję o przeprowadzeniu analizy w trzykrotnie węższych pasmach – tercjach. Jednocześnie, ze względu na brak

współczynników komory niezbędnych do wyznaczenia skorygowanego poziomu mocy akustycznej w tercjach, analizę widmową przeprowadzono przy pomocy skorygowanego poziomu dźwięku.

Dominującym źródłem hałasu w pompach wyporowych jest pulsacja ciśnienia wywołana pulsacją wydajności. Dla badanej prototypowej pompy zębatej charakterystyczne i -te harmoniczne częstotliwości wyznacza się analogicznie jak dla pomp z zazębieniem ewolwentowym bezluzowym, korzystając z poniższej zależności:

$$f_i = 2z \frac{n}{60} i \quad (7.9)$$

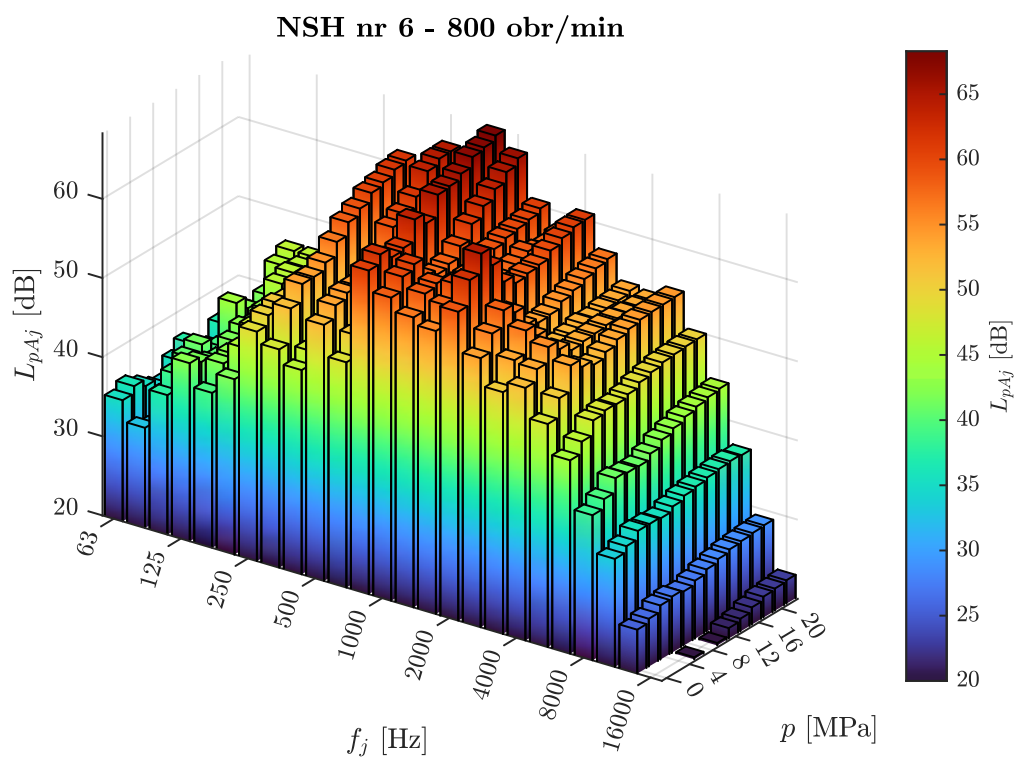
Wartości dziesięciu kolejnych harmonicznym pulsacji ciśnienia dla każdej z badanych prędkości obrotowych przedstawiono w tabeli nr 7.2.

Tab. 7.2. Częstotliwości charakterystyczne pulsacji ciśnienia pomp prototypowych NSH

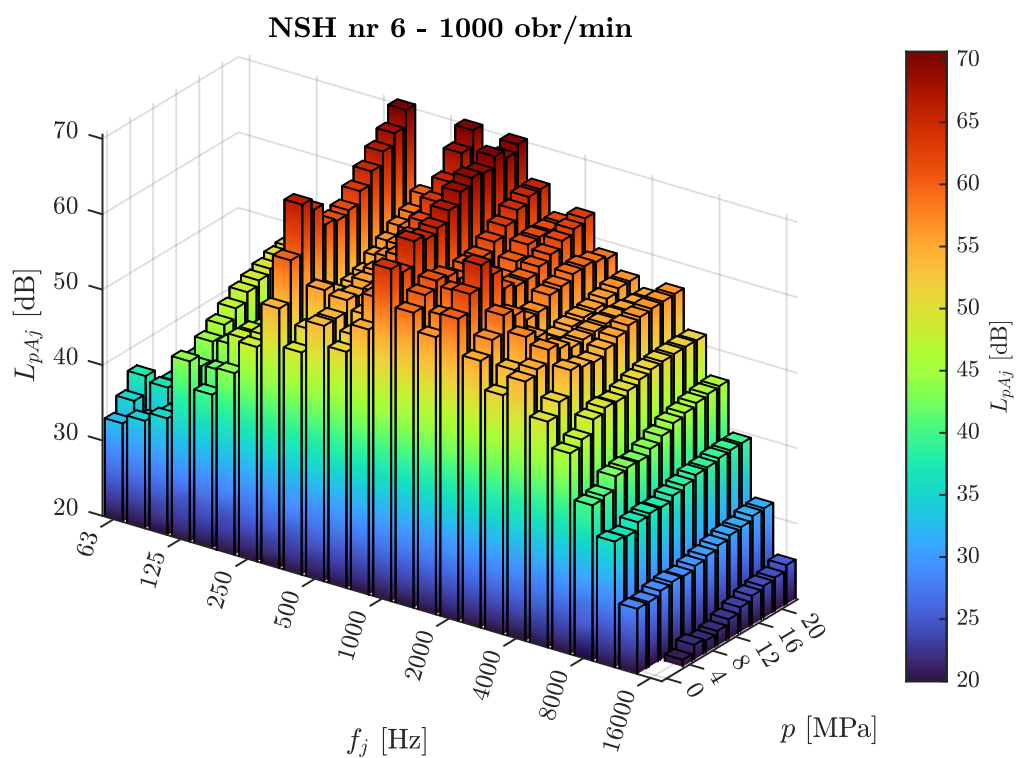
n [obr/min]	f_i [Hz]									
	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$	$i = 5$	$i = 6$	$i = 7$	$i = 8$	$i = 9$	$i = 10$
800	267	533	800	1067	1333	1600	1867	2133	2400	2667
1000	333	667	1000	1333	1667	2000	2333	2667	3000	3333
1500	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
2000	667	1333	2000	2667	3333	4000	4667	5333	6000	6667

Na rysunkach nr 7.6, 7.7, 7.8 oraz 7.9 przedstawiono widma tercjowe prototypowej pompy NSH nr 6 dla każdej z badanych prędkości obrotowych. Ze względu na wysoką powtarzalność wyników w zakresie częstotliwości charakterystycznych pominięto prezentację wyników pozostałych przebadanych pomp prototypowych.

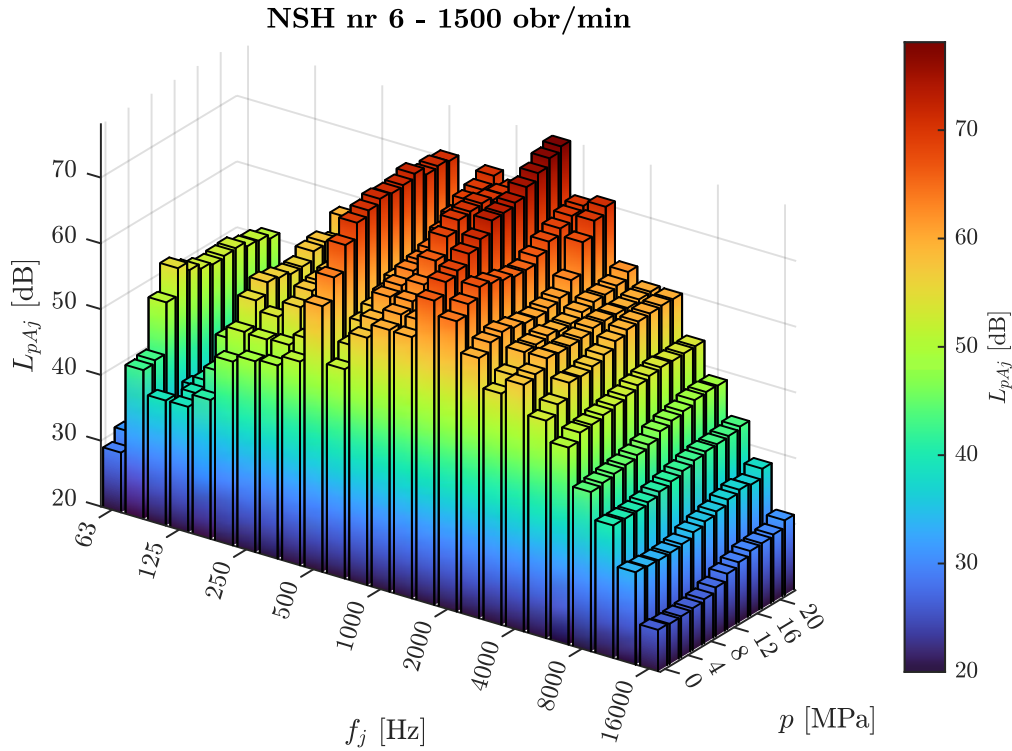
W zakresie niskich obciążeń (2–6 MPa) na charakterystykach skorygowanej mocy akustycznej (rysunki nr 7.3, 7.4 oraz 7.5), szczególnie przy niskich prędkościach obrotowych wynoszących 800 oraz 1000 obr/min, zauważalne były wyraźne wzniesienia, które można powiązać z chwilowym wzrostem poziomu hałasu dla tercji o częstotliwości środkowej 2 kHz (rysunki nr 7.6, 7.7). Analizując tę tercję dla wszystkich pomiarów pomp prototypowych, a także wcześniejszych pomiarów innych pomp, można zauważyć w tym zakresie pewną powtarzalność niezależnie od typu jednostki oraz prędkości obrotowej. Taka odpowiedź akustyczna wskazuje zatem, że źródłem tego hałasu najprawdopodobniej będzie konsola, do której montowana jest badana pompa, będąca niezbędnym wyposażeniem komory. Analizując poniższe widma z wykorzystaniem składowych harmonicznym przedstawionych w tabeli nr 7.2 można zauważyć wyraźnie podwyższony hałas w tercjach pokrywających się zakresem z pulsacji wydajności.



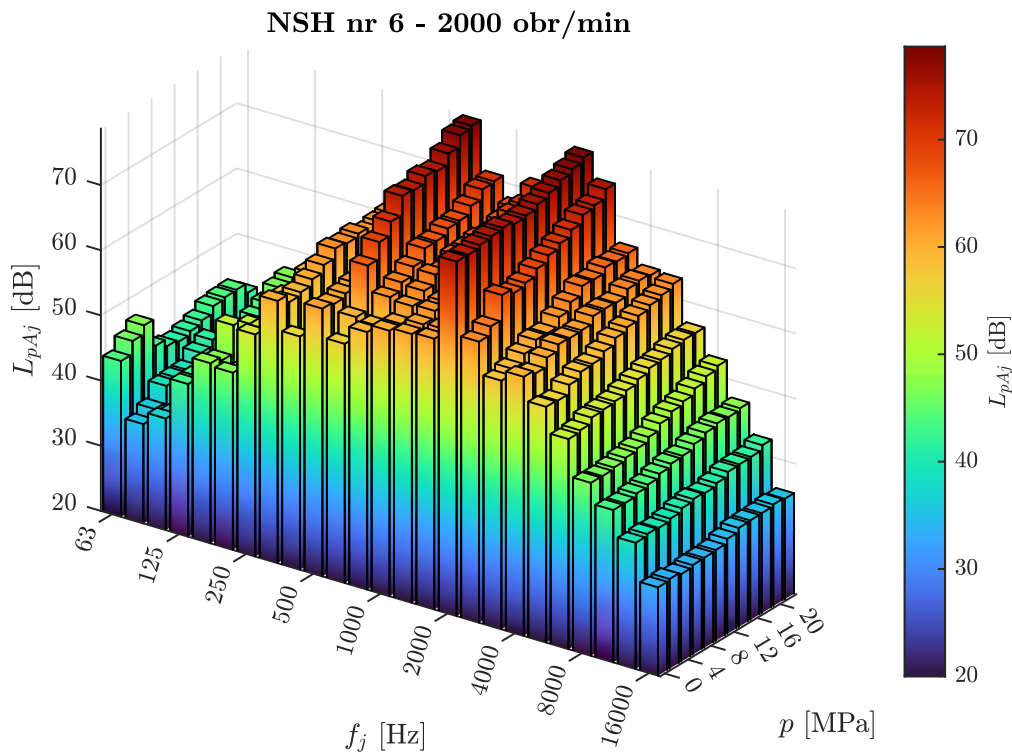
Rys. 7.6. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 800 obr/min



Rys. 7.7. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 1000 obr/min



Rys. 7.8. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 1500 obr/min



Rys. 7.9. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 2000 obr/min

Dodatkowo, szczególnie przy prędkościach obrotowych 1500 oraz 2000 obr/min (rysunek nr 7.8 oraz 7.9) w zakresie niskich częstotliwości (poniżej częstotliwości charakterystycznych dla pulsacji ciśnienia) pojawiają się wyraźnie dominujące tercje ponad hałas tła. Analizując dokładniej częstotliwość każdej z dominujących tercji w tym zakresie można przyporządkować im odpowiadającą częstotliwość wynikającą z prędkości obrotowej wału zespołu napędowego. Wartości kolejnych harmonicznnych częstotliwości dla analizowanych prędkości przedstawiono w tabeli 7.3.

Tab. 7.3. Częstotliwości charakterystyczne zespołu napędowego

n [obr/min]	f_i [Hz]									
	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$	$i = 5$	$i = 6$	$i = 7$	$i = 8$	$i = 9$	$i = 10$
800	13	27	40	53	67	80	93	107	120	133
1000	17	33	50	67	83	100	117	133	150	167
1500	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
2000	33	67	100	133	167	200	233	267	300	333

Przedostające się drgania oraz hałas zespołu napędowego do komory zauważalny jest również w przypadku innych wcześniej badanych pomp, co może potwierdzić porównanie widm przedstawione w podsumowaniu (rysunek nr 8.7).

Pomimo wskazania pewnych niedoskonałości środowiska, w którym prowadzono badania akustyczne, można z całą pewnością stwierdzić, że wpływ zewnętrznych źródeł hałasu nie wpływał w istotny sposób na globalną wartość skorygowanego poziomu mocy akustycznej. Wskazane w analizowanych widmach dominujące tercje pochodzą od składowych częstotliwości charakterystycznych pochodzących od pulsacji ciśnienia. Wniosek ten można poprzeć wykazaną na początku rozdziału pełną znajomością metod obliczeniowych, w szczególności sposobem wyznaczania poziomów globalnych (zależność nr (7.8)). Warto również zauważyć, że w przypadku pomiaru przy prędkości obrotowej 800 obr/min składowe pochodzące od pulsacji wydajności pompy tylko w nieznacznym stopniu wznoszą się ponad hałas tła, a więc pomiar ten zapewne obarczony jest największą niepewnością.

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

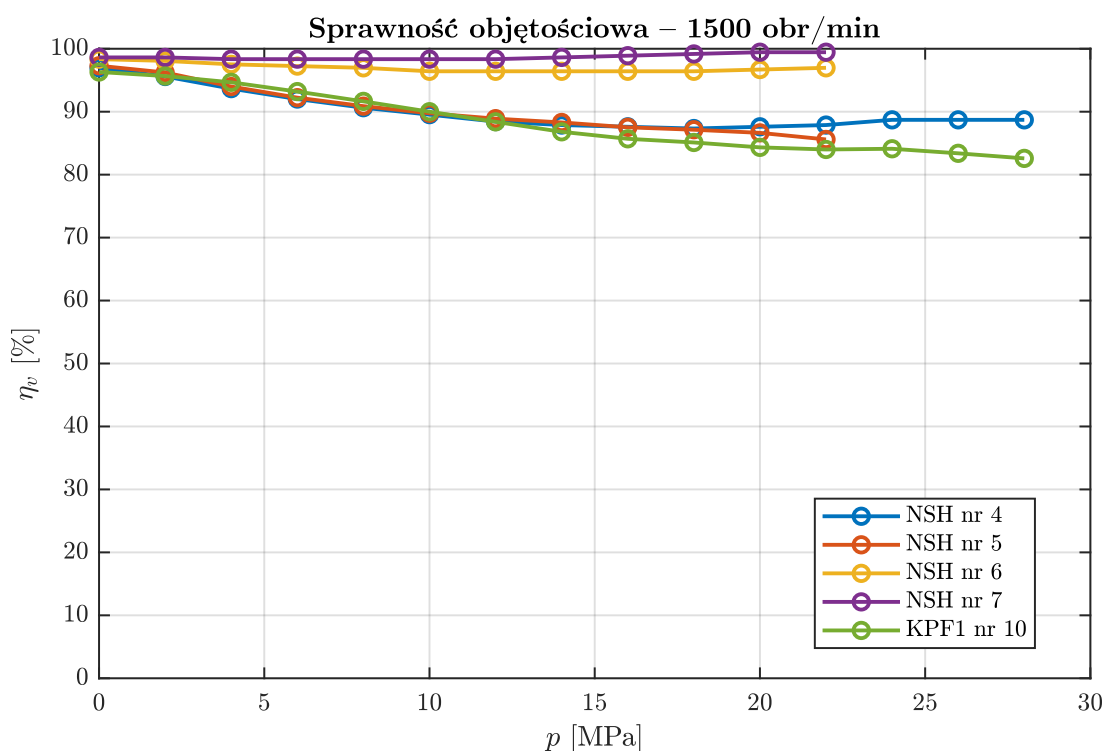
Praca została poświęcona tematyce modelowania przebiegu wydajności chwilowej pomp typu CCHGP, w szczególności metodą analityczną oraz numeryczną na podstawie modelu CAD zarysu. Szczegółowej analizie poddano wybrane dwa zarysy, jeden, o czołowym stopniu pokrycia $\varepsilon_\alpha = 0,5$ oraz drugi dla wartości $\varepsilon_\alpha = 0,32$. W pracy skupiono się na metodzie wyznaczania przebiegu wydajności chwilowej, a w konsekwencji, pulsacji wydajności pomp dla dowolnych wartości poskoko-
wego stopnia pokrycia ε_β , a nie, jak w przytoczonych opracowaniach, dla wartości szczególnych, będących wielokrotnością liczby 0,5 ($\varepsilon_\beta = \frac{k}{2}$, gdzie $k \in \mathbb{Z}^+$).

W pierwszej części pracy zaprezentowano podstawowy opis matematyczny za-
zębienia określonego jako hybrydowy ze wskazaniem fragmentów charakterystycz-
nych. Znaczna część pracy zakłada właśnie zarys, w którym hybrydowo połączono
dwa różne zarysy: ewolwentowy i dodatkowy, będący zarysem powstałym poprzez
obwiedniowe nacinanie łukami elipsy lub, w szczególnym przypadku, łukami
okręgu.

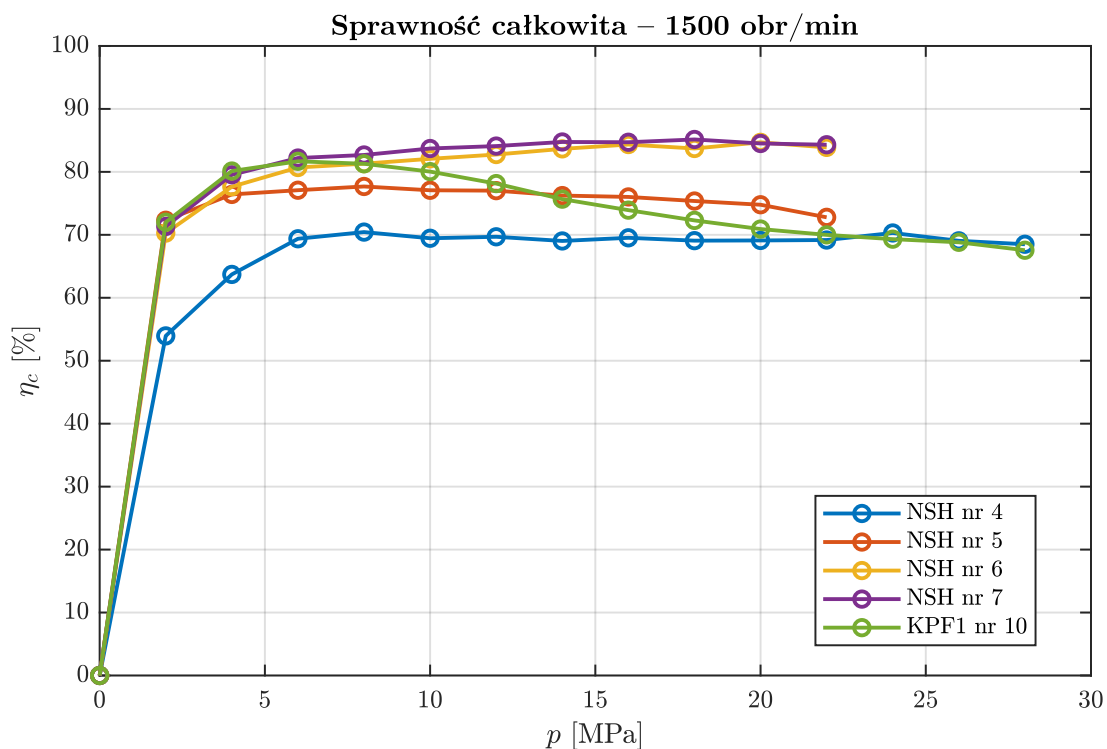
W dalszej części pracy skupiono się na opracowaniu dwóch metod wyznaczana
teoretycznych przebiegów wydajności chwilowej pompy dla dowolnego poskoko-
wego stopnia pokrycia ε_β . Pierwszy zaprezentowany model, będącym modelem ana-
litycznym, został wyprowadzony w oparciu o zależności geometryczne fragmentów
evolwenty oraz dowolne zarysy w obrębie wierzchołka oraz dna zęba. Przedsta-
wiony model analityczny posiada ograniczenia stosowania w postaci czołowego
stopnia pokrycia wynoszącego $\varepsilon_\alpha = 0,5$. Drugi model, podejście numeryczne z wy-
korzystaniem numerycznej geometrii zarysu zęba, pozwala na analizę dowolnych
zarysów, wykazujących podstawową cechę zarysów typu CCHGP, czyli ciągłego
kontaktu współpracujących zarysów. W zakresie rozważań teoretycznych porów-
nano wyniki obu modeli dla dwóch wcześniej wskazanych typów zarysów z pełną
świadomością wykroczenia poza przyjęte założenia dla modelu analitycznego. Za-
prezentowane wyniki wykazują się zadowalającą dokładnością, gdyż maksymalna
uzyskana rozbieżność pomiędzy modelami dla testowanych zarysów wyniosła około
0,24 % dla zarysu mieszczącego się w założeniach modelu analitycznego oraz 0,4 %
dla badanego zarysu wykraczającego poza przyjęte założenia.

W kolejnym etapie pracy zaprezentowano wyniki przeprowadzonych ekspery-
mentów. Kluczowym elementem tej analizy było wykonanie właściwych

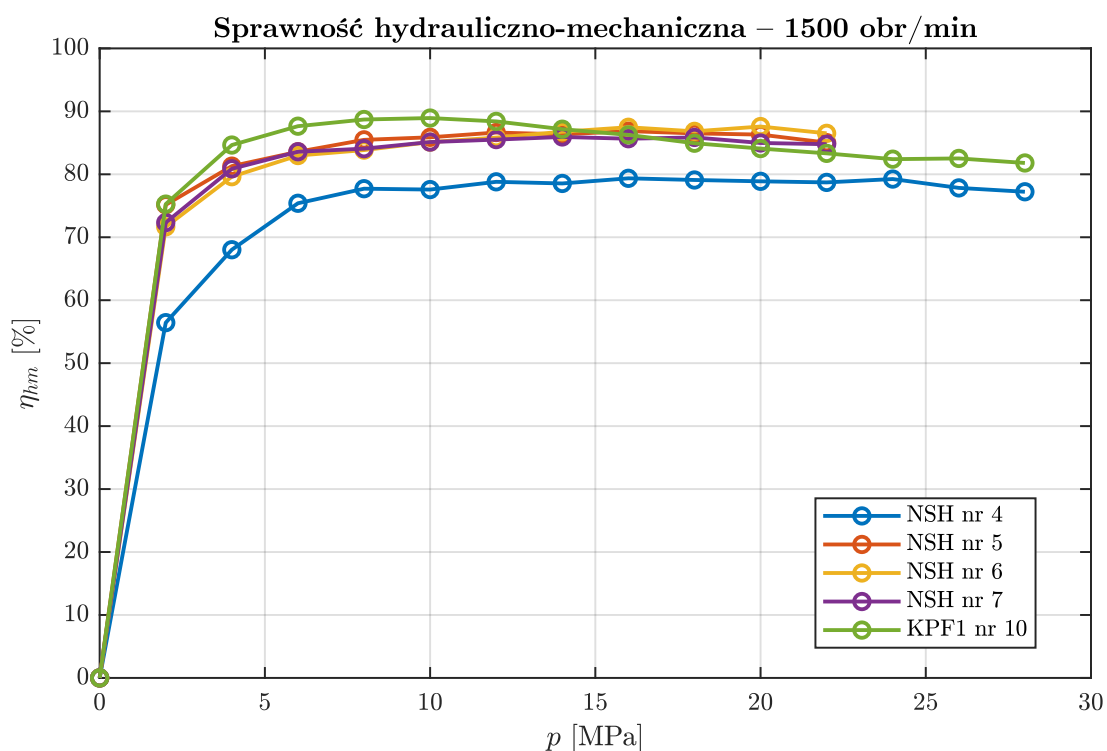
prototypów, co okazało się najbardziej czasochłonnym etapem pracy. Nacinanie zębów o zarysie hybrydowym na typowych frezarkach obwodniowych wymaga specjalistycznych, indywidualnie projektowanych narzędzi, co znacząco podnosi koszty prototypowania. Po wielu próbach i testach zdołano wykonać finalną serię trzech pomp, która pozwoliła na weryfikację opracowanych modeli teoretycznych. W pierwszej kolejności przeprowadzono klasyczne badania hydrauliczne pomp, wyznaczając charakterystyki statyczne sprawności objętościowej, hydrauliczno-mechanicznej oraz całkowitej. Uzyskane dane pozwoliły na zaklasyfikowanie pomp prototypowych do dalszych badań. Następnie zestawiono opracowane oryginalne rozwiązanie konstrukcyjne (prototypowe pompy niskopulsacyjne) z konstrukcjami konwencjonalnymi. Uzyskane wyniki sprawności objętościowej wykazały wysoką szczelność wewnętrzną jednostek, porównywalną, a w niektórych przypadkach wyższą, niż rozwiązanie klasyczne. Na rysunku nr 8.1 zaprezentowano porównanie sprawności pomp prototypowych pierwszej serii (NSH nr 4), drugiej serii (NSH nr 5, 6 oraz 7), a także pompy konwencjonalnej o porównywalnej wydajności jednostkowej (KPF1 nr 10). Porównano również sprawności całkowite (rysunek nr 8.2) oraz hydrauliczno-mechaniczne (rysunek nr 8.3) pomp prototypowych z konwencjonalnym odpowiednikiem uzyskując potwierdzenie prawidłowej współpracy kinematycznej opracowanego zarysu zazębienia.



Rys. 8.1. Porównanie sprawności objętościowych wybranych pomp prototypowych z pompą konwencjonalną przy prędkości 1500 obr/min

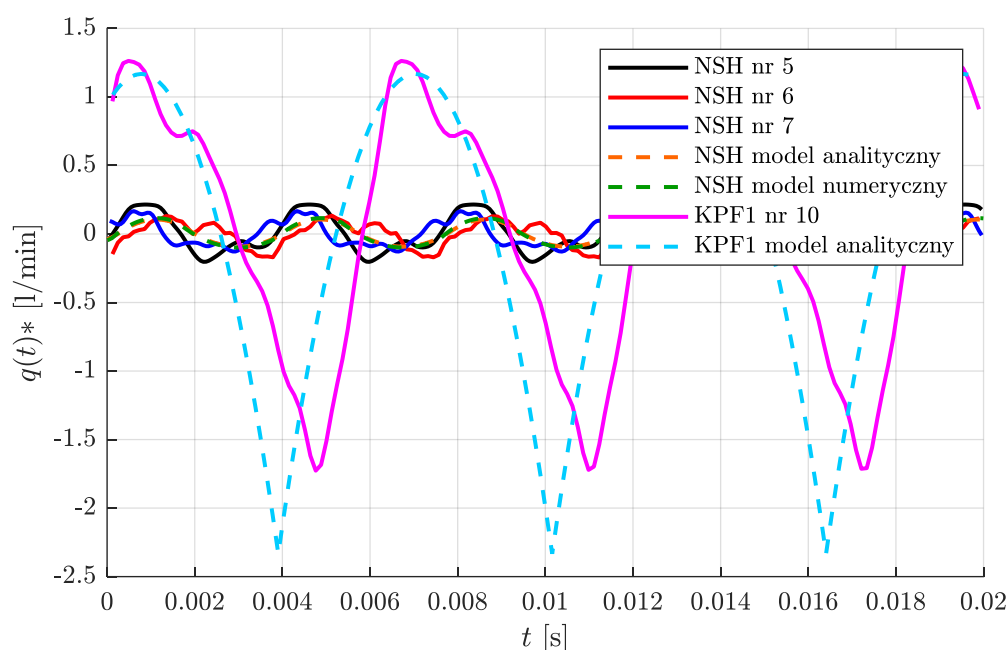


Rys. 8.2. Porównanie sprawności całkowitych wybranych pomp prototypowych z pompą konwencjonalną przy prędkości 1500 obr/min



Rys. 8.3. Porównanie sprawności hydrauliczno-mechanicznych wybranych pomp prototypowych z pompą konwencjonalną przy prędkości 1500 obr/min

W kolejnym badaniu podjęto próbę zmierzenia, a w zasadzie wyznaczenia, rzeczywistego przebiegu wydajności chwilowej pomp prototypowych. W tym celu zbudowano dedykowane stanowisko pomiarowe bazujące na aparaturze pomiarowej najwyższej klasy dostępnej na rynku. Badane pompy cechują się pulsacją wydajności wielokrotnie niższą niż pompy klasyczne, w konsekwencji czego przeprowadzone pomiary są wysoce podatne na różne czynniki zewnętrzne. Aby zilustrować różnicę pulsacji wydajności pomiędzy pompami prototypowymi a konwencjonalnymi, na rysunkach nr 8.4 oraz 8.5 zestawiano kolejno wyznaczone na stanowisku badawczym i teoretyczne przebiegi czasowe oraz charakterystyki częstotliwościowe wybranych jednostek prototypowych (NSH) oraz pompy konwencjonalnej (KPF1).



Rys. 8.4. Porównanie wyznaczonych przebiegów czasowych pulsacji wydajności pomp prototypowych, pompy konwencjonalnej wraz z przebiegami teoretycznymi dla prędkości obrotowej 800 obr/min i ciśnienia 4 MPa

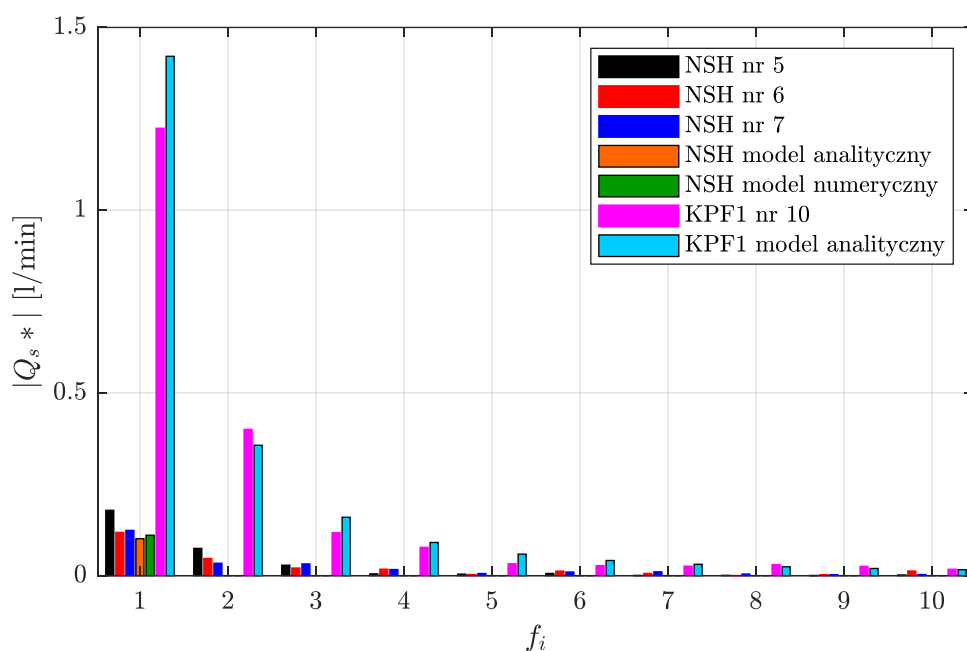
Przebiegi czasowe wydajności chwilowej dla niskopulsacyjnych pomp prototypowych wykazały wysoką zgodność z opracowanymi modelami, osiągając współczynnik korelacji ρ_{qq^*} w przedziale 0,90–0,92, w porównaniu do wartości 0,94 uzyskanej dla pompy konwencjonalnej typu KPF1. Najlepszą zgodność z modelem dla amplitudy podstawowej składowej widma wydajności chwilowej zaobserwowano w przypadku pomp NSH nr 6 i 7, co przypisano ich wysokiej szczelności wewnętrznej. Natomiast w przypadku pompy nr 5 stwierdzono występowanie przecieków wewnętrznych, które negatywnie wpłynęły na wyniki (błąd odwzorowania

amplitudy składowej podstawowej widma wydajności chwilowej wynosi 76,9 %). Szczegółowe zestawienie parametrów przedstawiono w tabeli 8.1.

Tab. 8.1. Porównanie parametrów hydraulicznych i akustycznych pomp prototypowych typu NSH z pompą konwencjonalną KPF1

Parametr	NSH nr 5	NSH nr 6	NSH nr 7	KPF1 nr 10
δ	1,03 %	1,03 %	1,03 %	18,24 %
$\rho_{qq}^{*(1)}$	0,91	0,90	0,92	0,94
$\delta Q_{s.1}^{*(1)}$	76,9 %	17,2 %	22,6 %	13,8 %
$\eta_v^{(2)}$	85,6 %	97,0 %	99,5 %	84,0 %
$\eta_{hm}^{(2)}$	85,0 %	86,5 %	84,8 %	83,3 %
$\eta_c^{(2)}$	72,8 %	83,9 %	84,3 %	70,0 %
$L_{WA}^{(2)}$	81,51 dB	81,63 dB	80,50 dB	93,16 dB

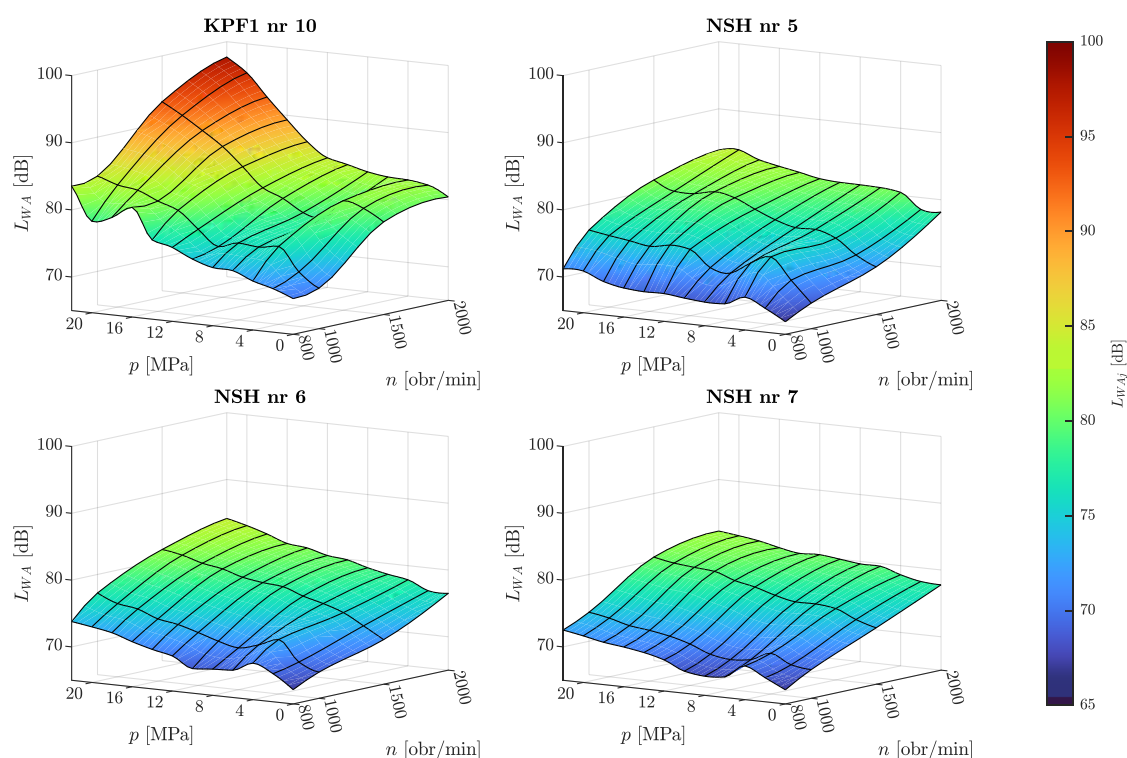
⁽¹⁾ przy 4 MPa, 800 obr/min; ⁽²⁾ przy parametrach nominalnych dla pomp NSH, 22 MPa, 1500 obr/min



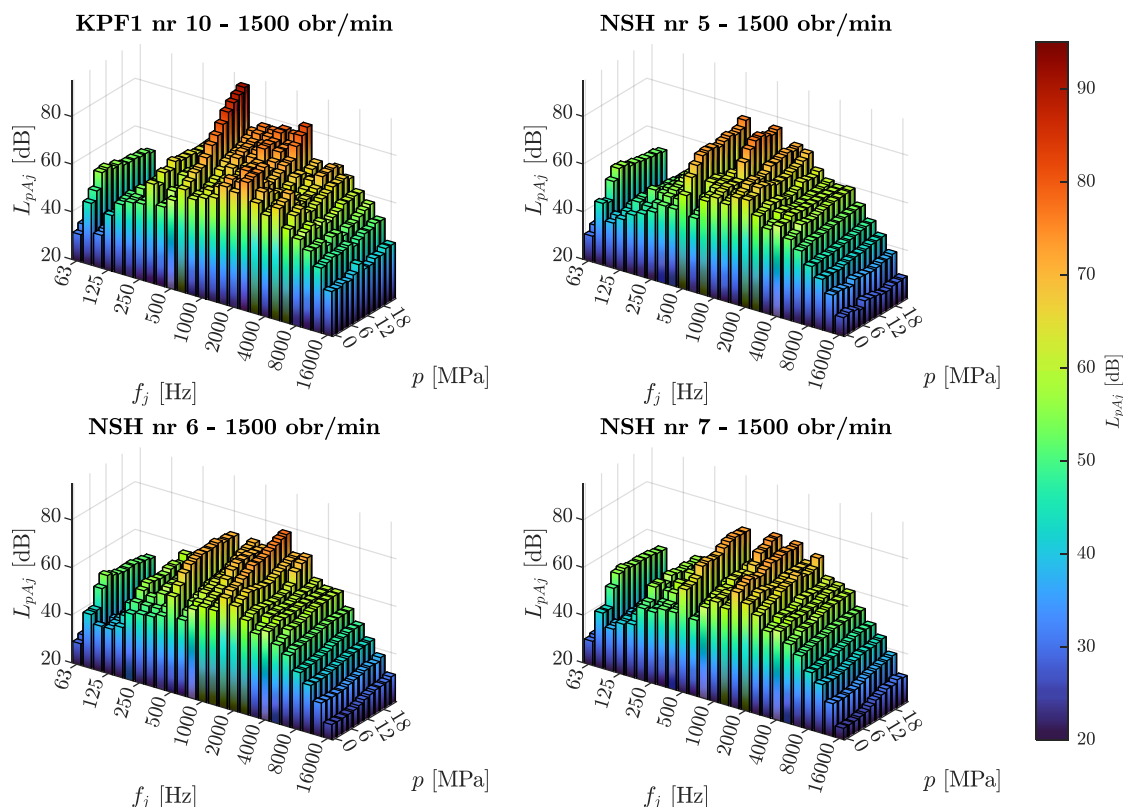
Rys. 8.5. Porównanie widma amplitudowego pulsacji wydajności pomp prototypowych, pompy konwencjonalnej wraz z przebiegami teoretycznymi dla prędkości obrotowej 800 obr/min i ciśnienia 4 MPa

W ostatnim etapie przeprowadzono badania akustyczne, gdyż powszechnie wiadomym jest, że pulsacja ciśnienia, która generowana jest przez pulsację wydajności, stanowi główne źródło hałasu emitowanego przez pompy wyporowe. Pomiar akustyczne można zatem przyjąć jako pośredni wskaźnik wskazujący na ograniczenie pulsacji wydajności pompy. Zaprezentowane w pracy badania zostały przeprowadzone w specjalistycznej komorze pogłosowej wyposażonej w napęd oraz układ

hydrauliczny przeznaczony do badań pomp wyporowych. Na rysunku nr 8.6 zastawiono dodatkowo charakterystyki mocy akustycznej pomp prototypowych z porównywalną pompą konwencjonalną. Redukcję hałasu uzyskano w całym badanym zakresie odnotowując maksymalną różnicę, w zależności od jednostki, w zakresie od 13,5 do 15,4 dB, co stanowi znakomite potwierdzenie redukcji pulsacji wydajności pompy. Należy tutaj wskazać, iż takie ograniczenie hałaśliwości pomp zębatych otwiera przed nimi nowe obszary zastosowań, z których wcześniej zostały wykluczone właśnie ze względu na wysoką hałaśliwość. Na kolejnym rysunku (rysunek nr 8.7) porównano również widma tercjowe pomp prototypowych z jednostką konwencjonalną przy nominalnej prędkości obrotowej. Dla każdej z przedstawionych pomp można wskazać dominujące źródło hałasu, którego zakres częstotliwości pokrywa się z częstotliwościami charakterystycznymi dla pulsacji wydajności. Pomimo że dla każdej z badanych jednostek można wskazać obszar będący odpowiedzią pulsacji wydajności, to w przypadku pomp prototypowych obszary te są wyraźnie niższe.



Rys. 8.6. Porównanie poziomu skorygowanej mocy akustycznej



Rys. 8.7. Porównanie widma tercjowego skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego dla prędkości 1500 obr/min

8.1. Wnioski naukowe

Opracowanie modelu analitycznego przeprowadzono wychodząc wprost z zależności geometrycznych zarysu ewolwentowego oraz zarysów wierzchołka i dna zęba. Przyjęcie tej metody pozwoliło jednoznacznie sformułować kryteria stosowania modelu analitycznego, czego zabrakło w dotychczasowej literaturze. W pracy [102] autor przyjął wprost standardowy model przebiegu wydajności chwilowej pomp zębatych o zębach ewolwentowych skośnych. Pomimo wykazanej w niniejszym opracowaniu słuszności stosowania tego wzoru, w pracy [102] zabrakło szerszej analizy i dowodu na poprawność uzyskiwanych wyników oraz zakresu ograniczającego używanie tej zależności. Zidentyfikowaną lukę badawczą uzupełniono przedstawiając kompletny model analityczny, wraz z zestawem założeń ograniczających zakres stosowania.

Opracowany został również algorytm modelu numerycznego pozwalającego na wyznaczanie przebiegu wydajności chwilowej pomp o dowolnych zarysach opisanych przy pomocy chmury punktów np. w postaci geometrii CAD. Jedynym

ograniczaniem pozostaje warunek ciągłości punktu styku, który jednocześnie stanowi jeden z ważniejszych warunków prawidłowego działania pompy.

Ponadto zostały przeprowadzone pionierskie kompleksowe badania eksperymentalne pompy z zarysem typu CCHGP o długości wieńca niestanowiącej wielokrotności wartości 0,5 poskokowego stopnia przyporu ($\varepsilon_\beta \neq \frac{k}{2}$, gdzie $k \in \mathbb{Z}^+$), które pozwoliły na weryfikację opracowanych modeli. Badania zostały przeprowadzone na dwóch seriach pomp w liczbie najmniej 3 sztuk na serię, co znacząco zwiększa wiarygodność otrzymanych wyników. Zdecydowana większość prac zazwyczaj pomija całkowicie analizę eksperymentalną, bądź przedstawiane są jedynie wyniki pomiaru pulsacji ciśnienia, co, ze względu na znaczny wpływ charakterystyki układu na rejestrowany sygnał, nie może stanowić jednoznacznego i wiarygodnego wyniku. W pracy natomiast wyznaczono przebieg wydajności chwilowej metodą „2 Pressures/2 Systems” znaną z innych zastosowań i zarazem uznaną w świecie naukowym, opartą na ściśle zdefiniowanej linii hydraulicznej i odpowiednio przeprowadzonym pomiarze pulsacji ciśnienia. Dodatkowo analizę eksperymentalną wzbogacono o standardowe hydrauliczne badania statyczne oraz bardzo rzadko spotykane szerokie badania akustyczne. W ramach przeprowadzonych badań akustycznych wyznaczono charakterystyki poziomów mocy akustycznej dla różnych prędkości obrotowych i różnych ciśnień roboczych, wzbogacone dodatkowo o analizę widma tercjowego poziomu dźwięku, które wskazują jednoznacznie na obniżenie źródła hałasu jakim jest pulsacja ciśnienia wywołana pulsacją wydajności.

8.2. Wnioski uytylitarne

Zaprezentowany w pracy zarówno model analityczny, jak i model numeryczny wraz z algorytmem rozwiązywania stanowi autorskie, oryginalne narzędzie dedykowane dla inżynierów konstruktorów pomp niskopulsacyjnych typu CCHGP. Dzięki opracowanym narzędziom pozwalającym na określenie pulsacji wydajności pomp spoza uprzywilejowanych wartości poskokowego stopnia przyporu ($\varepsilon_\beta \neq \frac{k}{2}$, gdzie $k \in \mathbb{Z}^+$), można w znaczący sposób zwiększyć popularność oraz ekonomię produkcji pomp typu CCHGP. Jednocześnie dzięki możliwości ograniczenia liczby indywidualnych narzędzi stosowanych do produkcji kół zębatych można w znaczący sposób przyczynić się do ograniczenia zużycia materiałów, zmniejszenia ilości generowanych odpadów, a w konsekwencji zmniejszenia także śladu CO₂ zarówno przy wdrożeniu, jak również w seryjnej produkcji nowej generacji pomp.

Opracowany autorski zarys hybrydowy został zgłoszony w Urzędzie Patentowym RP uzyskując numer prawa wyłącznego PL230528B1 [101]. Opatentowane rozwiązanie jest alternatywą dla konstrukcji firm zachodnich, dodatkowo konstrukcja została również doceniona na rynku krajowym uzyskując „Medal XIV Targów Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowań KIELCE FLUID POWER 2021”.

Przeprowadzone badania z wykorzystaniem metody „2 Pressures/2 Systems” wskazują, że, poza możliwością walidacji rozwijanych modeli matematycznych pomp wporowych, metoda ta może znaleźć zastosowanie w diagnostyce przecieków wewnętrznych będących często wynikiem zużycia lub uszkodzeń elementów wporowych pomp [132].

8.3. Kierunki dalszych badań

W ramach dalszych badań planowane jest poszukiwanie nowych zarysów dla fragmentów wierzchołka oraz dna zęba, które będą charakteryzować się istotną poprawą współpracy elementów roboczych, wymaganą szczelnością, a także wyższą efektywnością procesów odprowadzania i doprowadzania czynnika roboczego w krytycznych fazach zazębienia.

Kolejnym etapem będzie finalizacja modeli numerycznych CFD oraz opracowanie wytycznych i kluczowych założeń niezbędnych do precyzyjnego modelowania przepływów z zastosowaniem metody objętości skończonych.

Ze względu na znaczne zróżnicowanie sił osiowych działających na bloki łożyskowe, planuje się opracowanie mechanizmu kompensacji tych różnic przy jednoczesnym zachowaniu kompensacji luzu osiowego na poziomie porównywalnym z klasycznymi pompami zębatymi. Dodatkowo, badania będą ukierunkowane na opracowanie rozwiązań umożliwiających kompensację luzu międzyzębnego, co pozwoli na minimalizację strat objętościowych.

W oparciu o autorską metodę modelowania pulsacji dla kół CCHGP zostały opracowane prototypy, które należy traktować jako wyniki badań podstawowych. Efekty przeprowadzonych badań stanowią doskonały punkt wyjścia do dalszych prac wdrożeniowych w szczególności na rodzimym rynku.

W kontekście dalszego rozwoju technologicznego planuje się również przeprowadzenie badań nad zastosowaniem nowych cieczy roboczych opartych na olejach roślinnych. Badania te powinny skupić się nie tylko na analizie kompatybilności tych cieczy z materiałami używanymi do budowy pomp, ale także na ich wpływie

na parametry pracy, takie jak sprawność, trwałość i szczelność wewnętrzna. Zastosowanie olejów roślinnych jako ekologicznej alternatywy dla tradycyjnych cieczy hydraulicznych może przyczynić się do zrównoważonego rozwoju technologii pomp wyporowych.

STRESZCZENIE

Hydrostatyczne układy napędowe odgrywają kluczową rolę we współczesnej inżynierii, znajdując zastosowanie w przemyśle ciężkim, budownictwie, rolnictwie oraz gospodarce komunalnej. Dzięki wysokiej niezawodności, elastyczności działania oraz zdolności do precyzyjnego sterowania w zmiennych warunkach obciążeniowych, napędy hydrostatyczne są coraz częściej wykorzystywane do realizacji zadań wymagających wysokiej efektywności energetycznej oraz minimalnego oddziaływania na środowisko, w tym niskiej emisji hałasu do otoczenia.

Niniejsza praca koncentruje się na analizie oraz opracowaniu nowatorskiego rozwiązania umożliwiającego ocenę pulsacji wydajności pomp zębatych, opartych na hybrydowym zarysie zęba. Celem badań było zmniejszenie poziomu hałasu, ograniczenie obciążeń dynamicznych oraz wydłużenie żywotności komponentów układów hydraulicznych poprzez redukcję pulsacji wydajności. Opracowany hybrydowy zarys kół zębatych pozwala na zmniejszenie amplitudy pulsacji oraz bardziej równomierny przepływ medium roboczego, co eliminuje konieczność stosowania biernych układów tłumiących oraz ogranicza emisję hałasu.

Badania obejmowały szczegółową analizę wpływu parametrów konstrukcyjnych kół zębatych, takich jak długość i kształt wieńców, na charakterystykę przepływu w hydrostatycznych pompach zębatych. Wykorzystano zaawansowane symulacje numeryczne oraz opracowano modele i algorytmy matematyczne opisujące pulsację wydajności w zależności od parametrów geometrycznych kół zębatych. Na podstawie uzyskanych wyników skonstruowano prototyp pompy niskopulsacyjnej, który przetestowano w warunkach laboratoryjnych. W trakcie eksperymentów analizowano pulsację wydajności, poziom hałasu oraz hydrauliczne charakterystyki statyczne przy różnych parametrach pracy.

Wyniki badań potwierdziły, że opracowane autorskie modele i algorytmy pozwalają określić pulsację wydajności już na etapie projektowania konstrukcji pompy z hybrydowym zarysem kół, co daje szansę na popularyzację tych rozwiązań w przyszłości. Niska amplituda pulsacji względem rozwiązań komercyjnych pozwoliła na redukcję emisji hałasu o kilka decybeli w zależności od prędkości obrotowej oraz warunków obciążeniowych pompy. Uzyskane rezultaty mają istotne znaczenie praktyczne, umożliwiając produkcję szerokiego zakresu rozmiarów pomp zębatych niskopulsacyjnych bez konieczności stosowania indywidulanych narzędzi oraz

oprzyrządowania zachowując stabilność parametrów hydraulicznych oraz niski poziom hałasu. Opracowana konstrukcja pompy niskopulsacyjnej posiada również znaczący potencjał komercyjny, stanowiąc istotny wkład w rozwój napędów hydrostatycznych zgodnych z globalnymi trendami zwiększania efektywności energetycznej i minimalizacji wpływu na środowisko.

Podsumowując, niniejsza praca stanowi kompleksowe opracowanie zagadnień związanych z projektowaniem wydajności chwilowej pomp zębatych z hybrydowym zarysem zęba. Uzyskane wyniki przyczyniają się do rozwoju wiedzy teoretycznej i praktycznej w dziedzinie napędów hydraulicznych, otwierając nowe możliwości zastosowań w sektorach wymagających cichych i wydajnych układów pompowych, zgodnych z wymogami współczesnego rynku technologicznego.

ABSTRACT

Hydrostatic drive systems are fundamental to modern engineering, finding applications in heavy industry, construction, agriculture, and municipal management. Due to their high reliability, operational flexibility, and the ability to precisely control performance under varying load conditions, hydrostatic drives are increasingly used for tasks requiring high energy efficiency and minimal environmental impact, including low noise emissions to the surroundings.

This study focuses on the analysis and development of an innovative solution for evaluating the flow pulsation of gear pumps based on a hybrid tooth profile. The research aimed to reduce noise levels, limit dynamic loads, and extend the lifespan of hydraulic system components by mitigating flow pulsations. The developed hybrid gear profile allows for a reduction in pulsation amplitude and ensures a more uniform flow of the working medium, thereby eliminating the need for passive damping systems and reducing noise emissions.

The research encompassed a detailed analysis of the influence of gear design parameters, such as the face width and shape of the gear, on the flow characteristics of hydrostatic gear pumps. Advanced numerical simulations were used, and mathematical models and algorithms were developed to describe flow pulsation based on the geometric parameters of the gears. Using the obtained results, a prototype low-pulsation pump was constructed and tested under laboratory conditions. The experiments analyzed flow pulsations, noise levels, and static hydraulic characteristics under various operational parameters.

The results confirmed that the developed authorial models and algorithms enable the prediction of flow pulsations during the pump design stage with a hybrid gear profile, which paves the way for the future popularization of these solutions. The low pulsation amplitude compared to commercial solutions allowed for a reduction in noise emissions by several decibels, depending on the rotational speed and load conditions of the pump. These findings have significant practical implications, facilitating the production of a wide range of low-pulsation gear pumps without the need for custom tools and fixtures while maintaining stable hydraulic parameters and low noise levels. The developed low-pulsation pump design also holds substantial commercial potential, contributing significantly to the advancement of hydrostatic drives in line with global trends in enhancing energy efficiency and minimizing environmental impact.

In summary, this study provides a comprehensive exploration of issues related to the design of instantaneous performance in gear pumps with a hybrid tooth profile. The results contribute to the advancement of theoretical and practical knowledge in the field of hydraulic drives, opening new possibilities for applications in sectors demanding quiet and efficient pump systems that comply with modern technological market requirements.

BIBLIOGRAFIA

- [1] F. Abel, „Johannes Kepler and his importance to modern science”, *Inter Nations Bonn–Bad Godesb. Search In*, 1971.
- [2] H. W. Dickinson, „Joseph Bramah and his Inventions”, *Trans. Newcom. Soc.*, t. 22, nr 1, s. 169–186, sty. 1941, doi: 10.1179/tns.1941.014.
- [3] G. Mendoza, A. Igartua, B. Fernandez-Diaz, F. Urquiola, S. Vivanco, i R. Arguizoniz, „Vegetable oils as hydraulic fluids for agricultural applications”, *Grasas Aceites*, t. 62, nr 1, s. 29–38, mar. 2011, doi: 10.3989/gya.056210.
- [4] T. Regueira, L. Lugo, O. Fandiño, E. R. López, i J. Fernández, „Compressibilities and viscosities of reference and vegetable oils for their use as hydraulic fluids and lubricants”, *Green Chem.*, t. 13, nr 5, s. 1293, 2011, doi: 10.1039/c0gc00597e.
- [5] A. T. Olszak, *Elementy napędów hydraulicznych z nowymi cieczami roboczymi*. Puławy ; Radom: Łukasiewicz - Instytutu Technologii Eksploatacji. Wydawnictwo Naukowe, 2023.
- [6] A. Olszak, K. Osowski, I. Musiałek, E. Rogoś, A. Kęsy, i Z. Kęsy, „Application of Plant Oils as Ecologically Friendly Hydraulic Fluids”, *Appl. Sci.*, t. 10, nr 24, s. 9086, grudz. 2020, doi: 10.3390/app10249086.
- [7] „Hydraulics Market Size To Reach USD 64.71 Billion By 2034”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/hydraulics-market>
- [8] „Gear Pumps Market Size to Hit USD 12.8 Billion by 2033”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/gear-pumps-market>
- [9] „Bearing Market Size to Hit Around USD 105.47 Billion By 2033”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/bearing-market>
- [10] „Combine Harvester Market Size To Hit USD 74.58 Bn By 2032”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/combine-harvester-market>

- [11] „Servo Motors and Drives Market Size, Growth, Report By 2032”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/servo-motors-and-drives-market>
- [12] „Electric Motor Market Size to Reach USD 321.57 Billion by 2033”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/electric-motor-market>
- [13] „Agriculture Equipment Market Size to Surpass USD 189.61 Bn by 2034”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/agriculture-equipment-market>
- [14] „CNC Milling Machines Market Size to Hit USD 113 Bn by 2033”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/cnc-milling-machines-market>
- [15] „Aircraft Engine Market Size To Hit USD 187.26 Bn By 2032”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/aircraft-engine-market>
- [16] „Loader Market Size To Hit Around USD 56.87 Billion By 2034”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/loader-market>
- [17] „Brewery Equipment Market Size to Hit USD 32.94 Bn by 2034”. Dostęp: 22 październik 2024. [Online]. Dostępne na: <https://www.precedenceresearch.com/brewery-equipment-market>
- [18] F. Prager, „15.2. Kepler as inventor”, *Vistas Astron.*, t. 18, s. 887–889, sty. 1975, doi: 10.1016/0083-6656(75)90184-1.
- [19] P. Osinski, *Modelling and design of gear pumps with modified tooth profile*. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2014.
- [20] P. Osiński, *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2013.
- [21] P. Osiński, *Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2017.
- [22] S. Stryczek, „Dwieście lat napędu hydrostatycznego”, w *Napędy i sterowanie hydrauliczne '96. Konferencja naukowo-techniczna, Szklarska Poreba, [11-13]*

- czerwiec 1996., Szklarska Poręba: Oficyna Wydawicza Politechniki Wrocławskiej, 1996, s. 6–12.
- [23] T. Beck, *Joann Leurechon (1591 bis 1670)*. AW Schade, 1901.
 - [24] D. Schwenter, *Deliciae physico-mathematicae oder mathematische und philosophische Erquickstunden*. Nürnberg, 1636.
 - [25] J. Zeman i F. Fischer, „Neuerungen an rotirenden Maschinen.”, *Dinglers Polytech. J.*, t. 249, 1883.
 - [26] A. Hollenberg i H. Kast, „Ueber Neuerungen an rotirenden Maschinen (Motoren, Pumpen, Gebläsen, Wassermessern)”, *Dinglers Polytech. J.*, t. 268, 1888.
 - [27] H. Hoppe i CHR. Zimmermann, „Radeinrichtung für Kapselräderwerke”, DE41526C
 - [28] R. Amman, „Zahnradpumpen mit Evolventenverzahnung”, Rozprawa doktorska, Politechnika w Monachium, Monachium, Niemcy, 1926.
 - [29] E. M. Judin, „Pompy zębate”, *PWT Warszawa*, 1958.
 - [30] W. Gutbrod, „Die Druckpulsation von Aussen – und Innenzahnradpumpen und deren Auswirkugen auf das Pumpengeräusch”, Rozprawa doktorska, Uniwersytet w Stuttgarcie, Stuttgart, Niemcy, 1974.
 - [31] O. Eckerle, „High pressure gear pump or motor with compensation for play and wear”, US3472170A, 14 październik 1969
 - [32] G. L. Noell, J. E. Cygnor, i J. G. Sundberg, „Gear pump”, US3437048A, 8 kwiecień 1969
 - [33] O. Eckerle, „Wear and tear-compensating high-pressure gear pump”, US3525581A, 25 sierpień 1970
 - [34] otto Eckerle, „Wear (and-tear-) compensating high-pressure gear pump”, USRE27901E, 29 styczeń 1974
 - [35] O. Eckerle, „Wear (and tear-) compensating (heavy-duty) highpressure gear pump”, USRE27904E, 29 styczeń 1974
 - [36] O. Eckerle i R. Jung, „High-pressure gear pump”, US3779674A, 18 grudzień 1973

- [37] O. Eckerle i R. Jung, „High pressure gear pump”, US3912427A, 14 październik 1975
- [38] O. Eckerle, „High pressure hydraulic gear pump or motor”, US4132514A, 2 styczeń 1979
- [39] P. Bosch, „Gear pump”, US3995975A, 7 grudzień 1976
- [40] J. R. McBurnett i J. M. Eley, „Gear pumps and motors”, US4266915A, 12 maj 1981
- [41] J. Eley i A. Joyce, „Contaminant resistant gear pumps and motors”, WO1981001315A1, 14 maj 1981 Dostęp: 19 listopad 2024. [Online]. Dostępne na: <https://patents.google.com/patent/WO1981001315A1/en?q=WO8101315>
- [42] J. R. McBurnett i J. M. Eley, „Gear pumps and motors”, US4336005A, 22 czerwiec 1982 Dostęp: 19 listopad 2024. [Online]. Dostępne na: <https://patents.google.com/patent/US4336005A/en?q=US4336005>
- [43] B. R. Lipscombe, „Pumps and motors”, US4486160A, 4 grudzień 1984
- [44] B. R. Lipscombe, „Positive-displacement fluid-machines”, GB2102074B, 30 styczeń 1985
- [45] K. A. Edge i B. R. Lipscombe, „The Reduction of Gear Pump Pressure Ripple”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B Manag. Eng. Manuf.*, t. 201, nr 2, s. 99–106, maj 1987, doi: 10.1243/PIME_PROC_1987_201_052_02.
- [46] P. Osiński i W. Kollek, „Pulsacja wydajności pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym”, *Hydraul. Pneumatyka*, s. 24–26, 2000.
- [47] M. Lätzel i D. Schwuchow, „An innovative external gear pump for low noise applications”, w *Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany*, 2012, s. 26–28.
- [48] W. Wittke, „Beanspruchungsgerechte und geräuschoptimierte Stirnradgetriebe: Toleranzvorgaben und Flankenkorrekturen”, Rozprawa doktorska, Aachen University, Aachen, Niemcy, 1994.
- [49] S. Negrini i U. Verza, „Gear pump”, US5624251A, 29 kwiecień 1997
- [50] W. Kollek i P. Osiński, „Badania hydrauliczne i akustyczne prototypu pompy z podciętą stopą zęba”, *Rap. Inst. Konstr. Eksp. Masz. PWroc. Ser. PRE*, nr 6, 2002.

- [51] W. Kollek i P. Osiński, „Badania modelowe i wdrożenie typoszeregu pomp zębatych V generacji o zmodyfikowanym zarysie ewolwenty: projekt celowy Nr 6-T07-2003-C/06266: zestawienie sprawozdań”, *Rap. Inst Konstr Ekspl Masz PWroc Ser SPR*, nr 86, 2007.
- [52] W. Kollek i P. Osiński, „Innowacyjna pompa zębata”, *Napędy Sterow.*, t. 14, nr 5, s. 94–98, 2012.
- [53] W. Kollek i P. Osiński, „Numeryczna optymalizacja zespołu pompującego nowej generacji pomp typu PZ4”, *Hydraul. Pneumatyka*, nr 6, s. 18–22, 1998.
- [54] H. R. Martin, „Noise analysis and control in fluid power systems. VI: Noise radiated from components-valve noise, cavitation in valves and conductors”, *Hydraul. Pneum.*, t. 37, nr 11, s. 143–146, 1984.
- [55] H. R. Martin, „Noise analysis and control in fluid power systems. VII: Circuit-related noise problems: lumped and distributive pipe models”, *Hydraul. Pneum.*, t. 38, nr 1, s. 119–121, 1985.
- [56] P. Osiński, „Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości hydrauliczne i akustyczne pomp zębatych”, Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław, 2005.
- [57] P. Osiński i W. Kollek, „Pompa zębata”, PL218919B1, 27 luty 2015
- [58] D. Schwuchow, „Design tools for modern external gear pumps”, *Proc. 3rd Int. Fluid Power Conference Aachen Ger.*, s. 5–6, 2002.
- [59] J. Stryczek, *Koła zębate maszyn hydraulicznych*. Wrocław: Oficyna Wydawn. Politechniki, 2007.
- [60] D. Schwuchow, „Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenpulsation”, Rozprawa doktorska, Universität Stuttgart, Stuttgart, Niemcy, 1996.
- [61] P. Truninger, „Zahnprofil fuer innenverzahnte Zahnradpumpen und Verwendung des Zahnprofils”, DE1653912A1, 2 marzec 1972
- [62] Ota Y. i Araki Y., „Introvert gear pump”, JP2845174B2, 13 styczeń 1999
- [63] W. Kollek i P. Osiński, *Modelling and design of gear pumps*. Wrocław: Oficyna Wydawn. Politechniki Wrocławskiej, 2009.
- [64] L. Müller, *Przekładnie zębate: projektowanie*, Wyd. 4 zm. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1996.

-
- [65] L. Müller, *Przekładnie zębate: badania*, Wydanie I. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1984.
- [66] K. Ochęduszek, *Koła zębate. T. 1*. Warszawa: Wydawnictwo WNT, 2012.
- [67] K. Ochęduszek, *Koła zębate. T. 2*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2009.
- [68] J. R. McBurnett i W. D. McMillan, „Cavitation-free gear pump”, US6123533A, 26 wrzesień 2000
- [69] H. Weidhass, „Invalute gearset”, US5454702A, 3 październik 1995
- [70] J.-L. Helfer, „Constant torque gear contour”, EP2453321B1, 9 wrzesień 2015
- [71] G. F. Maglott, „Gear pump”, US2159744A, 23 maj 1939
- [72] I. Hitosi, „Toothed profiles of rotors of gear pump”, US3164099A, 5 styczeń 1965
- [73] I. Hitosi, „Teeth profiles of rotors for gear pumps of rotary type”, US3209611A, 5 październik 1965
- [74] G. Catania, „Tooth profile for rotors of positive displacement external gear pumps”, EP2352921B1, 21 maj 2014
- [75] J. B. Klassen, „Gear pump”, US8118579B2, 21 luty 2012
- [76] K. Riedl, „Pulsationsoptimierte Aussenzahnradpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren”, Rozprawa doktorska, Uniwersytet w Stuttgarcie, Stuttgart, Niemcy, 1996.
- [77] C. Betts i W. H. Roberts, „A Theoretical and Experimental Study of a Liquid-Lubricated Hydrostatic Journal Bearing”, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, t. 183, nr 1, s. 647–662, cze. 1968, doi: 10.1243/PIME_PROC_1968_183_054_02.
- [78] M. Dietrich i T. Kacperski, Red., *Podstawy konstrukcji maszyn. T. 3*, Wyd. 3 zm. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999.
- [79] A. S. Heisler, J. J. Moskwa, i F. J. Fronczak, „Simulated Helical Gear Pump Analysis Using a New CFD Approach”, w *Volume 1: Symposia, Parts A, B and C*, Vail, Colorado, USA: ASMEDC, sty. 2009, s. 445–455. doi: 10.1115/FEDSM2009-78472.
- [80] K. J. Huang, C. C. Chen, i Y. Y. Chang, „Geometric displacement optimization of external helical gear pumps”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech.*

- Eng. Sci.*, t. 223, nr 9, s. 2191–2199, wrz. 2009, doi: 10.1243/09544062JMES1398.
- [81] P. J. Bury, P. Osiński, J. Rutański, i B. Zakrzewski, „Badania porównawcze właściwości akustycznych i hydraulicznych niskopulsacyjnych pomp zębatych serii 2PW-SES”, w *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2016: międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna = Hydraulics and pneumatics 2016: international scientific-technical conference, Katowice*, paź. 2016, s. 66–75.
- [82] P. Osinski i P. Bury, „Flow ripple in external helical gear pump”, zaprezentowano na *Engineering Mechanics 2018*, maj 2018, s. 621–624. doi: 10.21495/91-8-621.
- [83] P. Mazzei, E. Frosina, i A. Senatore, „Helical Gear Pump: A Comparison between a Lumped Parameter and a Computational Fluid Dynamics-Based Approaches”, *Fluids*, t. 8, nr 7, s. 193, cze. 2023, doi: 10.3390/fluids8070193.
- [84] X. Zhao i A. Vacca, „Theoretical Investigation into the Ripple Source of External Gear Pumps”, *Energies*, t. 12, nr 3, s. 535, luty 2019, doi: 10.3390/en12030535.
- [85] M. Okada, „Gear pump”, WO2006090495A1, 31 sierpień 2006
- [86] Z. Kudźma, *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2012.
- [87] M. Stosiak, *Identyfikacja oddziaływania drgań i metody ich redukcji w wybranych zaworach hydraulicznych*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2015.
- [88] M. Stosiak i M. Karpenko, *Dynamics of Machines and Hydraulic Systems: Mechanical Vibrations and Pressure Pulsations*. w *Synthesis Lectures on Mechanical Engineering*. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024. doi: 10.1007/978-3-031-55525-1.
- [89] R. Dindorf, Red., *Hydraulika i pneumatyka: podstawy, ćwiczenia, laboratorium: podręcznik akademicki*. Kielce: Wydaw. Politechniki Świętokrzyskiej, 2003.
- [90] G. Kotnis, *Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach*, Wyd. 2. popr. i Uzupełn. Krosno: Wydawnictwo i Handel Książkami „KaBe”, 2011.

-
- [91] J. Lipski, *Napędy i sterowania hydrauliczne*, Wyd. 4 rozsz. Warszawa: Wydawa Komunikacji i Łączności, 1981.
- [92] A. Osiecki, *Hydrostatyczny napęd maszyn*, Wyd. 2-1 dodr. (PWN). Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2017.
- [93] J. Lagarde, M. Green, A. Dole, J. Talvitie, i J. Toikka, „Danfoss Digital Displacement & Editron: An efficient electro-hydraulic system for mobile applications; 2nd revised edition”, *Fluid Power Digit.*, t. reliable, s. pages 1045-1058, 2023, doi: 10.18154/RWTH-2023-04635.
- [94] P. Bury, M. Stosiak, K. Urbanowicz, A. Kodura, M. Kubrak, i A. Malesińska, „A Case Study of Open- and Closed-Loop Control of Hydrostatic Transmission with Proportional Valve Start-Up Process”, *Energies*, t. 15, nr 5, s. 1860, mar. 2022, doi: 10.3390/en15051860.
- [95] S. Stryczek, *Napęd hydrostatyczny. T. 1, Elementy*, Wyd. 4-1 dodr. (PWN). Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2016.
- [96] S. Togashi i H. Iyo, „The synthesis of tooth profile shapes and helical gears of high hydraulic performance for rotary type pumps”, *Mech. Mach. Theory*, t. 8, nr 1, s. 105–123, mar. 1973, doi: 10.1016/0094-114X(73)90009-8.
- [97] K. Mitome i K. Seki, „A New Continuous Contact Low-Noise Gear Pump”, *J. Mech. Transm. Autom. Des.*, t. 105, nr 4, s. 736–741, grudz. 1983, doi: 10.1115/1.3258544.
- [98] Th. Costopoulos, A. Kanarachos, i E. Pantazis, „Reduction of delivery fluctuation and optimum tooth profile of spur gear rotary pumps”, *Mech. Mach. Theory*, t. 23, nr 2, s. 141–146, sty. 1988, doi: 10.1016/0094-114X(88)90091-2.
- [99] M. A. Morselli, „Profili per rotor di compressori roots”, IT1283389B1, 17 kwiecień 1998
- [100] M. A. Morselli, „A positive-displacement rotary pump with helical rotors”, EP1132618A2, 12 wrzesień 2001
- [101] P. Osiński i P. Bury, „Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym”, PL420637A1, 3 styczeń 2018
- [102] X. Zhao, „Kinematic Analysis, Numerical Modeling, and Design Optimization of Helical External Gear Pumps”, Ph.D., Purdue University, United States -- Indiana, 2018.

- [103] X. Zhao i A. Vacca, „Analysis of continuous-contact helical gear pumps through numerical modeling and experimental validation”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 109, s. 352–378, wrz. 2018, doi: 10.1016/j.ymssp.2018.02.043.
- [104] X. Zhao, A. Vacca, i S. Dhar, „Numerical Modeling of a Helical External Gear Pump With Continuous-Contact Gear Profile: A Comparison Between a Lumped-Parameter and a 3D CFD Approach of Simulation”, w *BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK: American Society of Mechanical Engineers, wrz. 2018, s. V001T01A053. doi: 10.1115/FPMC2018-8903.
- [105] X. Zhao i A. Vacca, „Multi-domain simulation and dynamic analysis of the 3D loading and micromotion of continuous-contact helical gear pumps”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 163, s. 108116, sty. 2022, doi: 10.1016/j.ymssp.2021.108116.
- [106] C.-K. Chen i S.-C. Yang, „Geometric modelling for cylindrical and helical gear pumps with circular arc teeth”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, t. 214, nr 4, s. 599–607, kwi. 2000, doi: 10.1243/0954406001523939.
- [107] Y. Zhou, S. H. Hao, i M. H. Hao, „The Tooth Profile Design and Examination of Circular-Arc Gear Pump”, *Appl. Mech. Mater.*, t. 672–674, s. 1604–1607, paź. 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.672-674.1604.
- [108] Y. Zhou, S. Hao, i M. Hao, „Design and performance analysis of a circular-arc gear pump operating at high pressure and high speed”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, t. 230, nr 2, s. 189–205, luty 2016, doi: 10.1177/0954406215572435.
- [109] M. Hao, Y. Zhou, i S. Hao, „Manufacturing and study on influence of changes in center distance in circle arc-involute-circle arc gear pump operating at high pressure and high speed”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, t. 230, nr 18, s. 3285–3297, lis. 2016, doi: 10.1177/0954406215611437.
- [110] G. Li, L. Zhang, i W. Han, „Profile design and displacement analysis of the low pulsating gear pump”, *Adv. Mech. Eng.*, t. 10, nr 3, s. 168781401876700, mar. 2018, doi: 10.1177/1687814018767003.
- [111] Y. Zhou i M. Hao, „The study of leakage of circular arc–involute–circular arc gear pump”, *Adv. Mech. Eng.*, t. 9, nr 9, s. 168781401772008, wrz. 2017, doi: 10.1177/1687814017720082.

- [112] Y. Zhou, B. Che, i C. Yuan, „The design and analysis of a high-speed circular arc gear pump journal bearing”, *Adv. Mech. Eng.*, t. 10, nr 12, s. 1687814018819288, grudz. 2018, doi: 10.1177/1687814018819288.
- [113] Y. Zhou i Y. Ci, „Temperature rise of journal bearing of the high-speed circular arc gear pump”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, t. 234, nr 8, s. 1492–1499, kwi. 2020, doi: 10.1177/0954406219896818.
- [114] Y. Zhou, S. Hao, i M. Hao, „A two-dimensional numerical analysis of a circular-arc gear pump operating at high pressures and high speeds”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng.*, t. 231, nr 3, s. 432–443, cze. 2017, doi: 10.1177/0954408915602625.
- [115] Y. Zhou, L. Wu, i M. Hao, „Three-Dimensional Numerical Analysis of an Operating Helical Rotor Pump at High Speeds and High Pressures including Cavitation”, *MATEC Web Conf.*, t. 114, s. 04005, 2017, doi: 10.1051/matec-conf/201711404005.
- [116] M. J. T. Lewis, „Gearing in the ancient world”, *Endeavour*, t. 17, nr 3, s. 110–115, sty. 1993, doi: 10.1016/0160-9327(93)90099-O.
- [117] R. S. Woodbury, „The First Epicycloidal Gear Teeth”, *Isis*, t. 49, nr 4, s. 375–377, grudz. 1958, doi: 10.1086/348698.
- [118] L. Euler, „De aptissima figura rotarum dentibus tribuenda”, *Novi Comment. Acad. Sci. Petropolitanae*, s. 299–316, 1760.
- [119] L. Euler, „De figura dentium rotarum”, *Novi Comment. Acad. Sci. Petropolitanae*, s. 207–231, 1767.
- [120] S. Gulati, A. Vacca, i M. Rigosi, „A General Method to Determine the Optimal Profile of Porting Grooves in Positive Displacement Machines: the Case of External Gear Machines”, 2016.
- [121] N. Nikolov, A. Mitov, i I. Kralov, „Advanced 2D Computational Fluid Dynamics Model of an External Gear Pump Considering Relief Grooves”, *Appl. Sci.*, t. 14, nr 10, s. 4299, maj 2024, doi: 10.3390/app14104299.
- [122] R. L. Graham, D. E. Knuth, i O. Patashnik, *Concrete mathematics: a foundation for computer science*, 2nd ed. Reading, Mass: Addison-Wesley, 1994.
- [123] K. A. Edge i D. N. Johnston, „The ‘Secondary Source’ Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics Part 1: Description of

- Method”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, t. 204, nr 1, s. 33–40, luty 1990, doi: 10.1243/PIME_PROC_1990_204_006_02.
- [124] K. A. Edge i D. N. Johnston, „The ‘Secondary Source’ Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics Part 2: Experimental Results”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, t. 204, nr 1, s. 41–46, luty 1990, doi: 10.1243/PIME_PROC_1990_204_007_02.
- [125] D. N. Johnston i J. E. Drew, „Measurement of positive displacement pump flow ripple and impedance”, *Arch. Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Syst. Control Eng. 1991-1996 Vols 205-210*, t. 210, nr 19, s. 65–74, cze. 1996, doi: 10.1243/PIME_PROC_1996_210_437_02.
- [126] *Hydraulic fluid power — Determination of pressure ripple levels generated in systems and components — Part 1: Precision method for pumps*, BS ISO 10767-1:1996, 15 wrzesień 1996.
- [127] E. Kojima, J. Yu, i T. Ichiyanagi, „Experimental Determining and Theoretical Predicting of Source Flow Ripple Generated by Fluid Power Piston Pumps”, zaprezentowano na International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition, wrz. 2000, s. 2000-01–2617. doi: 10.4271/2000-01-2617.
- [128] *Hydraulic fluid power — Determination of pressure ripple levels generated in systems and components — Part 1: Method for determining source flow ripple and source impedance of pumps*, ISO 10767-1:2015, 1 październik 2015.
- [129] P. Osiński, *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Wrocław: Oficyna Wydawn. Politechniki, 2013.
- [130] *Akustyka — Wyznaczanie poziomów mocy akustycznej i poziomów energii akustycznej źródeł hałasu na podstawie pomiarów ciśnienia akustycznego — Metody dokładne w komorach pogłosowych*, PN-EN ISO 3741.
- [131] A. Dobrucki i C. Szmał, „Badanie Pogłosowej Komory Akustycznej Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn”, Instytut Telekomunikacji i Akustyki Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, Raport Serii Sprawozdania I-28/019./92, 1992.
- [132] P. Bury i P. Osiński, „Leakage location in high pressure external gear pump”, zaprezentowano na Engineering Mechanics 2019, maj 2019, s. 69–72. doi: 10.21495/71-0-69.

SPIS TABEL

Tab. 5.1. Opis zmierzonych odchyłek wykonania kół zębatach	74
Tab. 5.2. Zmierzone odchyłki profilu zęba dla wykonanych czynnych kół zębatach	76
Tab. 5.3. Zmierzone odchyłki profilu zęba dla wykonanych biernych kół zębatach	77
Tab. 5.4. Zmierzone odchyłki bicia dla wykonanych czynnych kół zębatach	78
Tab. 5.5. Zmierzone odchyłki bicia dla wykonanych biernych kół zębatach	78
Tab. 6.1. Aparatura pomiarowa wykorzystana do pomiarów hydraulicznych	80
Tab. 6.2. Główne parametry linii hydraulicznej wykorzystanej do pomiaru pulsacji wydajności.....	98
Tab. 6.3. Najważniejsze parametry cieczy roboczej.....	100
Tab. 6.4. Aparatura pomiarowa wykorzystana do wyznaczenia pulsacji wydajności.....	100
Tab. 7.1. Zestawienie wyznaczonych współczynników poziomu mocy akustycznej dla wykorzystanej dla komory pogłosowej	111
Tab. 7.2. Częstotliwości charakterystyczne pulsacji ciśnienia pomp prototypowych NSH	114
Tab. 7.3. Częstotliwości charakterystyczne zespołu napędowego	117
Tab. 8.1. Porównanie parametrów hydraulicznych i akustycznych pomp prototypowych typu NSH z pompą konwencjonalną KPF1.....	123

SPIS RYSUNKÓW

Rys. 1.1. Prognoza wartości rynku napędu hydraulicznego oraz pomp zębatach do roku 2033.....	11
Rys. 1.2. Podział rynku napędu hydraulicznego według obszaru geograficznego.....	11
Rys. 1.3. Porównanie wartości wybranych rynków w roku 2023.....	12
Rys. 1.4. Pompa zębata Keplera narysowana przez Wilhelma Schickarta w 1618 roku prawdopodobnie na podstawie szkiców Keplera	13
Rys. 1.5. Pompa firmy Ch. Hoppe z dzielonymi kołami z 1882 r.....	14
Rys. 1.6. Pompa firmy H. Hoppe z odciążeniem przestrzeni zasklepionej z 1887 r.	15
Rys. 1.7. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym z kompensacją luzów promieniowych wg patentu nr US3437048 firmy Attorney z 1967 r.	16
Rys. 1.8. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym z kompensacją luzów promieniowych wg patentu nr US3472170 firmy Otto Eckerle z 1966 r.	16
Rys. 1.9. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym z krzywkowym mechanizmem redukującym pulsację ciśnienia firmy Dowty Group Services Ltd.....	17
Rys. 1.10. Pompa zębata z zerowym luzem bocznym wg patentu nr US5624251 firmy Casappa z 1997 r.....	18
Rys. 1.11. Systematyka pomp zębatach ze względu na zarys zęba.....	19
Rys. 1.12. Pompa z zarysem Taocloid wg patentu japońskiego nr JP 2845174	20
Rys. 1.13. Zarys asymetryczny według patent nr US6123533	21
Rys. 1.14. Szkic modyfikacji zarysu zęba według patentu nr US5454702.....	22
Rys. 1.15. Mechanizm współpracy zębów według patentu nr US5454702.....	23
Rys. 1.16. Dwuewolwentowy zarys zęba według EP2453321	23

Rys. 1.17. Zastosowanie zarysu Klassena w pompie zębatej o zazębieniu zewnętrznym wg patentu US8118579.....	25
Rys. 1.18. Pompa serii Shhark [®] firmy Turolla, w której zastosowano asymetryczny zarys zęba.....	25
Rys. 1.19. Schemat nacinania kół zębatych typu CRT frezem tarczowym....	26
Rys. 1.20. Systematyka pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym ze względu na linię zęba	26
Rys. 1.21. Przykłady konstrukcji: dmuchawy Roots'a z widoczną przekładnią synchronizującą wirujące tłoki (po lewej) oraz pompy śrubowej z dwiema śrubami (po prawej).....	29
Rys. 1.22. Zazębienie wg patentu Maglotta (US97970A)	29
Rys. 1.23. Koła zębate pompy Shimacloid producenta Shimadzu Machine Manufactory	30
Rys. 1.24. Koła zębate skośne o zarysie nieewolwentowym wg patentu nr EP1132618 firmy Settima z 2001 r.	32
Rys. 3.1. Proces powstawania krzywych cykloidalnych	37
Rys. 3.2. Epicykloidy i hipocykloidy dla różnych wartości modułu.....	38
Rys. 3.3. Proces powstawania ewolwenty	39
Rys. 3.4. Widok na jeden ząb w płaszczyźnie czołowej	40
Rys. 3.5. Punkt styku w różnych fazach zazębienia	41
Rys. 3.6. Współpracujące koła zębate, które nie tworzą ciągłej linii styku ...	42
Rys. 3.7. Współpracujące koła zębate tworzące przestrzeń zasklepioną	43
Rys. 3.8. Zazębienie śrubowe w płaszczyźnie czołowej wraz z płaszczyzną przyporu dla kół współpracujących w zakresie zarysu ewolwentowego ...	44
Rys. 3.9. Zazębienie ewolwentowe w płaszczyźnie czołowej z zaznaczonymi kątami potrzebnymi do wyznaczenia czołowego stopnia przyporu.....	45
Rys. 3.10. Obliczanie kąta pochylania linii zęba.....	46
Rys. 3.11. Porównanie współpracy kół zębatych wg wynalazku Maglotta z autorskim rozwiązaniem.....	48

Rys. 4.1. Pole powierzchni pod ewolwentą.....	50
Rys. 4.2. Pole powierzchni wyznaczone poprzez obrót dowolnego zarysu zęba	51
Rys. 4.3. Elementarne przekroje wykorzystane do wyznaczenia wydajności chwilowej.....	52
Rys. 4.4. Przekrój czołowy elementarnej wydajności pompy z naniesionymi punktami charakterystycznymi oraz niezbędnymi oznaczeniami	53
Rys. 4.5. Wydajność chwilowa odniesiona do wydajności średniej dla różnych szerokości wieńca	58
Rys. 4.6. Pulsacja wydajności w zależności od długości wieńca wyrażonej poprzez poskokową liczbę przyporu.....	60
Rys. 4.7. Interpretacja graficzna fragmentu wyznaczanego pola powierzchni w przestrzeniach międzyzębnych w kolejnych krokach obliczeniowych.....	61
Rys. 4.8. Schemat blokowy algorytmu wyznaczania przebiegu wydajności chwilowej.....	63
Rys. 4.9. Schemat blokowy zoptymalizowanego algorytmu wyznaczania przebiegu wydajności chwilowej	65
Rys. 4.10. Graficzne przedstawienie przykładowych jedenastu iteracji algorytmu numerycznego.....	66
Rys. 4.11. Porównanie przebiegu wydajności chwilowej wyznaczonej według modelu analitycznego i numerycznego.....	67
Rys. 4.12. Porównanie przebiegu współczynnika nierównomierności wydajności wyznaczonej według modelu analitycznego i numerycznego.....	67
Rys. 4.13. Porównanie przebiegu wydajności chwilowej wyznaczonej według modelu analitycznego i numerycznego.....	68
Rys. 4.14. Porównanie przebiegu współczynnika nierównomierności wydajności.....	69
Rys. 5.1. Rozstrzelony widok modelu prototypowej pompy zębatej.....	71

Rys. 5.2. Model zaprojektowanego frezu ślimakowego (po lewej) oraz wykonany frez (po prawej)	72
Rys. 5.3. Szlifierka KAPP NILES ZE 800 wykorzystana do wykonania prototypowych kół zębatach (po lewej), koło zębate w uchwycie maszyny po zakończonym procesie szlifowania (po prawej).....	73
Rys. 5.4. Koła zębata pierwszej serii – frezowane (u góry), drugiej serii – szlifowane (u dołu)	74
Rys. 5.5. Fragment protokołu pomiarowego dla koła czynnego nr 3 wykonany przy pomocy 4-osiowej maszyny współrzędnościowej WENZEL WGT 400.....	75
Rys. 6.1. Schemat hydrauliczny stanowiska badawczego	79
Rys. 6.2. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 800 obr/min	82
Rys. 6.3. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1000 obr/min	83
Rys. 6.4. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1500 obr/min	83
Rys. 6.5. Sprawności objętościowe wybranych pomp prototypowych przy prędkości 2000 obr/min	84
Rys. 6.6. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 800 obr/min	85
Rys. 6.7. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1000 obr/min	86
Rys. 6.8. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1500 obr/min	86
Rys. 6.9. Sprawności całkowite wybranych pomp prototypowych przy prędkości 2000 obr/min	87
Rys. 6.10. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 800 obr/min	89
Rys. 6.11. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1000 obr/min.....	89

Rys. 6.12. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 1500 obr/min	90
Rys. 6.13. Sprawności hydrauliczno-mechaniczne wybranych pomp prototypowych przy prędkości 2000 obr/min	90
Rys. 6.14. Układ pomiarowy pulsacji wydajności wykorzystujący „secondary source”	92
Rys. 6.15. Układ pomiarowy pulsacji wydajności wykorzystujący metodę „2 Pressures/2 Systems”	92
Rys. 6.16. Graficzna interpretacja czwórnika hydraulicznego	93
Rys. 6.17. Schemat układu pomiarowego zgodnie z normą ISO 10767-1:2015.....	97
Rys. 6.18. Stanowisko badawcze do wyznaczania pulsacji wydajności pomp z badaną pompą prototypową	98
Rys. 6.19. Stanowisko badawcze przeznaczone do wyznaczania modułu sprężystości objętościowej oleju	99
Rys. 6.20. Interfejs autorskiego programu napisanego w celu przyśpieszenia i częściowej automatyzacji procedury obliczeniowej pulsacji wydajności.....	101
Rys. 6.21. Przebiegi czasowe pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej konwencjonalnej pompy zębatej (KPF1 nr 7, 1000 obr/min).....	102
Rys. 6.22. Widma amplitudowe wyznaczonych pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej konwencjonalnej pompy zębatej (KPF1 nr 7, 1000 obr/min)	102
Rys. 6.23. Przebiegi pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej pompy zębatej o obniżonej pulsacji wydajności (BPF1, 800 obr/min)	103
Rys. 6.24. Widma amplitudowe wyznaczonych pulsacji wydajności przy różnych ciśnieniach tłoczenia dla przykładowej pompy zębatej o obniżonej pulsacji wydajności (BPF1, 800 obr/min)	104
Rys. 6.25. Przebieg czasowy wyznaczonych pulsacji wydajności prototypowych pomp NSH nr 5, 6, 7 w porównaniu z modelem	

analitycznym i numerycznym dla prędkości obrotowej 800 obr/min przy ciśnienia 4 MPa	106
Rys. 6.26. Porównanie widm amplitudowych wyznaczonych pulsacji wydajności prototypowych pomp NSH nr 5, 6, 7 w porównaniu z modelem analitycznym i numerycznym dla prędkości obrotowej 800 obr/min przy ciśnienia 4 MPa.....	106
Rys. 7.1. Rzut komory pogłosowej w Katerze Eksploatacji Systemów Technicznych	108
Rys. 7.2. Schemat blokowy toru pomiarowego do wyznaczania hałaśliwości pomp zębatych.....	109
Rys. 7.3. Mapa poziomu skorygowanej mocy akustycznej pompy prototypowej NSH nr 5.....	112
Rys. 7.4. Mapa poziomu skorygowanej mocy akustycznej pompy prototypowej NSH nr 6.....	112
Rys. 7.5. Mapa poziomu skorygowanej mocy akustycznej pompy prototypowej NSH nr 7.....	113
Rys. 7.6. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 800 obr/min	115
Rys. 7.7. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 1000 obr/min	115
Rys. 7.8. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 1500 obr/min	116
Rys. 7.9. Widmo tercjowe skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego pompy NSH nr 6 przy prędkości 2000 obr/min	116
Rys. 8.1. Porównanie sprawności objętościowych wybranych pomp prototypowych z pompą konwencjonalną przy prędkości 1500 obr/min	120
Rys. 8.2. Porównanie sprawności całkowitych wybranych pomp prototypowych z pompą konwencjonalną przy prędkości 1500 obr/min	121

Rys. 8.3. Porównanie sprawności hydrauliczno-mechanicznych wybranych pomp prototypowych z pompą konwencjonalną przy prędkości 1500 obr/min.....	121
Rys. 8.4. Porównanie wyznaczonych przebiegów czasowych pulsacji wydajności pomp prototypowych, pompy konwencjonalnej wraz z przebiegami teoretycznymi dla prędkości obrotowej 800 obr/min i ciśnienia 4 MPa.....	122
Rys. 8.5. Porównanie widma amplitudowego pulsacji wydajności pomp prototypowych, pompy konwencjonalnej wraz z przebiegami teoretycznymi dla prędkości obrotowej 800 obr/min i ciśnienia 4 MPa.....	123
Rys. 8.6. Porównanie poziomu skorygowanej mocy akustycznej	124
Rys. 8.7. Porównanie widma tercjowego skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego dla prędkości 1500 obr/min	125