

**INSTYTUT PODSTAWOWYCH PROBLEMÓW TECHNIKI  
POLSKIEJ AKADEMII NAUK**

**Zakład Informatyki i Nauk Obliczeniowych**



**ROZPRAWA DOKTORSKA**

**„Symulacja zjawisk dynamicznych w wysokociśnieniowej pompie  
hydraulicznej o zmiennej wydajności”**

mgr inż. Tomasz Zawistowski

Promotor: Prof. dr hab. inż. Michał Kleiber

Warszawa 2018



---

## Streszczenie

### **„Symulacja zjawisk dynamicznych w wysokociśnieniowej pompie hydraulicznej o zmiennej wydajności”**

Rozprawa liczy 172 stron ujętych w 11-tu rozdziałach. Spis literatury zawiera 59 pozycje, w tym 10 publikacji, których doktorant jest współautorem. Tematem rozprawy jest modelowanie i komputerowa symulacja złożonych zjawisk zachodzących w trakcie pracy wysokociśnieniowej pompy hydraulicznej o zmiennej wydajności. Zakres analizowanych zjawisk obejmuje m.in. opory przepływu cieczy w kanałach o zmiennej geometrii, zmienność własności fizycznych cieczy, zjawiska kawitacyjne, interakcję oleju z elementami pompy, efekty cieplne i odkształcenia elementów pompy.

Analizowana konstrukcja pompy jest nowatorska i zachodzące w niej zjawiska dynamiczne zostały zbadane z użyciem zaawansowanych technik komputerowych. Tezą rozprawy jest stwierdzenie, iż odpowiednio zbudowany model numeryczny pompy pozwala na lokalizację jej potencjalnych wad i umożliwia ich usunięcie na etapie projektowym bez prowadzenia długotrwałych i kosztownych badań doświadczalnych. Tezę tę uzasadniono przy pomocy analizy złożonych modeli dynamicznych i wyników obliczeń. Możliwość weryfikacji zjawisk niemożliwych do zarejestrowania za pomocą tradycyjnych metod pomiarowych okazała się korzystna w wyborze kilku istotnych rozwiązań konstrukcyjnych pompy. Praca wykazała możliwość użycia zaawansowanych metod komputerowej symulacji do rozwiązania złożonych zagadnień inżynierskich w zakresie projektowania nowoczesnych pomp hydraulicznych. W rozprawie wykazano m.in. powiązanie złożonego ruchu tłoków i przesuwnego elementu sterującego z przepływem cieczy, zależność ruchu elastycznej membrany od ruchu cieczy ściśliwej, uwzględnienie procesów falowych występujących w analizowanym urządzeniu (momenty przełączania wylotów i dolotów), uwzględnienie przecieków (problem bardzo zróżnicowanych skali wymiarowych procesów), szerokie porównanie rezultatów obliczeń z wynikami pomiarów rzeczywistego, skomplikowanego obiektu.

## Abstract

### **‘Simulation of dynamic phenomena in a high-pressure variable capacity hydraulic pump’**

The thesis comprises 11 chapters contained on 172 pages and cites the bibliography of 59 items out of which 10 are co-authored by the author of the thesis. The topic of the thesis deals with modeling and computer simulation of complex phenomena that take place during the operation of a high pressure axial piston hydraulic pump with variable capacity. The spectrum of analyzed phenomena covers flow resistance of the fluid in ducts of variable geometry, changeability of fluid properties, cavitation, interaction of hydraulic oil with the pump structure, heat transfer taking place in the pump and deformation of pump elements. The analyzed pump structure is novel and the dynamic phenomena taking place within were investigated by means of advanced computer methodologies. The thesis is based on the assumption that an appropriately constructed

numerical model of the hydraulic pump will identify and localize its possible deficiencies and faults and thus let introduce improvements at the design stage with no need for long and costly physical prototyping. The thesis was proven through the analysis of complex dynamics models and calculation results. A useful feature was the verification of phenomena otherwise impossible to observe and scrutinize, which helped to suggest a few crucial design improvements.

The thesis proved the advantage of using advanced computer simulation methods to solve complex engineering phenomena along the design process of modern hydraulic pumps. It described among others: the relationship between the complex kinematics of the pump piston movement and the flow of the hydraulic fluid, dependence of the deformable membrane on the flow of compressible fluid, wave phenomena taking place during the pressure level switch, lubricating leaks – showing processes of a large scale difference and the comparison of simulation results with experimental measurements.

## Spis treści

---

Streszczenie		3
Abstract		3
Objaśnienie oznaczeń i skrótów		8
Spis skrótów		9
<b>1.</b>	<b>WSTĘP</b>	<b>10</b>
<b>2.</b>	<b>PRZEGLĄD DOTYCHCZASOWYCH BADAŃ NA PODSTAWIE LITERATURY</b>	<b>10</b>
2.1.	PODEJŚCIE SYMULACYJNE DO MODELI POMP HYDRAULICZNYCH	10
2.2.	WNIOSKI Z PRZEGLĄDU LITERATURY	11
<b>3.</b>	<b>CEL I TEZA ROZPRAWY</b>	<b>12</b>
3.1.	CEL ROZPRAWY	12
3.2.	TEZA ROZPRAWY	12
3.3.	METODOLOGIA I ZAKRES PRACY	12
<b>4.</b>	<b>OPIS POMPY HYDRAULICZNEJ</b>	<b>14</b>
4.1.	RODZAJE POMP HYDRAULICZNYCH	14
4.2.	POMPA PWK	15
4.3.	SPOSOBY STEROWANIA WYDAJNOŚCIĄ	18
<b>5.</b>	<b>MODEL CAD</b>	<b>21</b>
<b>6.</b>	<b>MODEL MES</b>	<b>25</b>
6.1.	ZASTOSOWANIE METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH DO ANALIZY MODELU STRUKTURALNEGO POMPY	25
6.2.	PODSTAWOWE POJĘCIA W METODZIE ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH	26
6.3.	OPIS STRUKTURALNEGO MODELU KORPUSU POMPY	29
6.4.	WARUNKI BRZEGOWE	30
6.4.1	DEFINICJA WIĘZÓW KINEMATYCZNYCH	30
6.4.2	DEFINICJA OBCIĄŻENIA	30
6.5.	WŁASNOŚCI MATERIAŁOWE KOMPONENTÓW MODELU	32
6.6.	OBLICZENIA STATYCZNE NAPRĘŻEŃ W KORPUSIE SPOWODOWANYCH WCISKIEM TULEJEK (WCISK REALIZOWANY RÓŻNICĄ TEMPERATUR)	33
6.7.	OBLICZENIA NIELINIOWE ODKSZTAŁCANIA SIĘ CIENKOŚCIENNEJ MEMBRANY	37
6.7.1	OPIS KONSTRUKCJI MEMBRANY I JEJ MOCOWANIE	37
6.8.	WYNIKI OBLICZEŃ MODELU OSIOWOSYMETRYCZNEGO	41

6.9.	OBLICZENIA KONTAKTOWE TŁOCZKA Z TULEJKAMI PROWADZĄCYMI	43
6.10.	OPIS TEORETYCZNY KONTAKTU	43
6.11.	KONTAKT MIĘDZY ODKSZTAŁCALNYM TŁOCZKIEM I SZTYWNYMI TULEJKAMI	45
<b>7.</b>	<b>OBLICZENIA KINEMATYCZNE ZESPOŁU POMPY</b>	<b>49</b>
7.1.	KRÓTKI OPIS DYNAMIKI UKŁADÓW WIELOCZŁONOWYCH	49
7.2.	OPIS MODELU KINEMATYCZNEGO POMPY PWK	50
7.3.	PORÓWNANIE WYNIKÓW PRZYSPIESZENIA I PRĘDKOŚCI OTRZYMANymi Z OBLICZEŃ Z BADANIAMi	52
7.4.	DEFINICJA KSZTAŁTU KRZYWKI – OPIS FUNKCJI	54
<b>8.</b>	<b>MODEL CFD</b>	<b>59</b>
8.1.	TEORETYCZNY OPIS OBLICZEŃ MODELU PRZEPŁYWOWEGO	59
8.2.	RÓWNANIA MECHANIKI PŁYNÓW	60
8.2.1	RÓWNANIA NADRZĘDNE (PODSTAWOWE)	60
8.2.2	RÓWNANIE BERNOULLIEGO	66
8.2.3	RÓWNANIE REYNOLDSA	67
8.3.	OPIS MODELU CFD POMPY HYDRAULICZNEJ OSIOWEJ	68
8.3.1	OPIS MODELU 2D Z LEKKO ŚCIŚLIWYM OLEJEM	68
8.3.2	OPIS MODELU–3D – MODEL CFD SYMETRYCZNY - UPROSZCZONY	73
8.4.	OPIS MODELU TRÓJWYMIAROWEGO - MODEL CFD POMPY ZE WSZYSTKIMI KOMORAMI	76
8.4.1	KOMPENSACJA SKOKÓW CIŚNIENIA	81
8.4.2	MODEL KAWITACJI.	93
8.5.	PRZECIEKI W SZCZELINACH SMARUJĄCYCH POMPY PWK	106
8.5.1	PRZECIEK MIĘDZY TŁOCZKIEM I PODPORĄ HYDROSTATYCZNĄ	109
8.5.2	PRZECIEK MIĘDZY TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ I TŁOCZKIEM	114
8.5.3	OPIS MODELU NUMERYCZNEGO	116
8.5.4	PRZECIEK MIĘDZY ZUKOSOWANYM TŁOCZKIEM I TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ	118
8.5.5	MODEL PRZECIEKÓW MIĘDZY TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ I KANAŁAMI TŁOCZNYM I SSAWNYM	123
<b>9.</b>	<b>ZMNIEJSZANIE SKALI ZJAWISK DYNAMICZNYCH W WYSOKOCIŚNIENIOWEJ POMPIE TŁOCZKOWEJ PWK</b>	<b>129</b>
9.1.	ANALIZA PRZYDATNOŚCI MEMBRANY KOMPENSUJĄCEJ SKOKI CIŚNIENIA	129
9.1.1	BADANIE WRAŻLIWOŚCI CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ NA ZMIANĘ W KONFIGURACJI OTWORÓW KOMPENSACYJNYCH	138
<b>10.</b>	<b>ZJAWISKA CIEPLNE W POMPIE PWK</b>	<b>144</b>
10.1.	BADANIA EKSPERYMENTALNE [18]	144
10.2.	BADANIA SYMULACYJNE	148

---

<b>11. PODSUMOWANIE</b>	<b>154</b>
Lista rysunków	157
Lista tablic	163
Bibliografia	164

## Objaśnienie oznaczeń i skrótów

### Ważniejsze oznaczenia

$A$	pole powierzchni	$m^2$	
$a$	przyspieszenie	$\frac{m}{s^2}$	
$B$	moduł odkształcalności postaciowej	$Pa$	
$c$	prędkość dźwięku	$\frac{m}{s}$	
$c_p$	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu	$\frac{J}{kgK}$	
$c_v$	ciepło właściwe przy stałej objętości	$\frac{J}{kgK}$	
$[C^T]$	macierz pojemności cieplnej		
$[D]$	macierz tłumienia		
$d_h$	średnica hydrauliczna	$m$	
$\frac{DT}{Dt}$	pochodna materiałowa		
$E$	moduł Younga	$Pa$	
$F$	siła	$N$	
$f_v$	udział masy pary		
$f_g$	udział masy niewykroplonego gazu		
$G_{\bar{v}}$	funkcja generowania turbulencji		
$g$	przyspieszenie ziemskie	$\frac{m}{s^2}$	
$h$	wysokość	$m$	
$[K]$	macierz sztywności		
$[K^T]$	macierz przewodności cieplnej		
$k$	współczynnik przewodności cieplnej	$\frac{W}{mK}$	
$L$	Lagranżjan		
$[M]$	macierz bezwładności		
$M$	moment siły	$N \cdot m$	
$m$	masa	$kg$	
$\dot{m}$	masowe natężenie przepływu	$\frac{kg}{s}$	
$n$	prędkość obrotowa wału pompy	$\frac{obr}{min}$	
$p$	ciśnienie	$Pa$	
$P$	moc	$W$	
$Q$	objętościowe natężenie przepływu	$\frac{m^3}{s}$	
$Q$	ciepło	$J$	
$\dot{Q}$	strumień ciepła	$W$	
$q$	gęstość strumienia ciepła	$\frac{W}{m^2}$	
$R$	stała gazowa	$\frac{J}{mK}$	
$Re$	liczba Reynoldsa	$\left(\frac{\rho v L}{\mu}\right)$	
$T$	temperatura	$^{\circ}K$	



$t$	czas	s
$\frac{\partial T}{\partial t}$	pochodna lokalna	
$V$	objętość	$m^3$
$v$	prędkość płynu	$m/s$
$(\vec{V} \cdot \nabla)T$	pochodna konwekcyjna	
$\alpha$	współczynnik rozszerzalności cieplnej	$\frac{10^{-6}}{^{\circ}K}$
$\epsilon_{el}$	odkształcenie w elementach	
$\Phi$	wielkość skalarna	
$\phi$	kąt obrotu wału	$rad$
$\mu$	lepkość dynamiczna	$\frac{kg}{ms}$
$\rho$	gęstość płynu	$\frac{kg}{m^3}$
$\nu$	lepkość kinematyczna	$\frac{m^2}{s}$
$\nu$	liczba Poissona	
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	składowe normalne naprężenia	$Pa$
$T_{xy}, T_{yz}, T_{zx}$	składowe ścinające naprężenia	$Pa$
$\omega$	prędkość kątowna	$rad/s$
$\nabla$	operator nabla (opis gradientu)	
$\Omega$	domena obliczeniowa	
$\partial\Omega$	granica domeny obliczeniowej	

## Spis skrótów

CFD – [ang. Computational Fluid Dynamics], Obliczeniowa Mechanika Płynów  
 FEM – [ang. Finite Element Method], Metoda Elementów Skończonych  
 FSI – [ang. Fluid Structure Interaction], Interakcja Płyn-Ciało Stałe  
 N-S – Navier-Stokes  
 PWK – pompa wielotłoczkowa z rozrządem krzywkowym

## 1. WSTĘP

Pompy hydrauliczne stanowią istotny i kluczowy element hydrauliki siłowej i ich coraz bardziej zaawansowane konstrukcje są przedmiotem badań, których celem jest przede wszystkim zwiększenie sprawności pomp, obniżenie strat ciśnienia, zmniejszenie gabarytów, ale również podniesienie ich niezawodności, tłumienie hałasu, uproszczenie konstrukcji, ułatwienie obsługi i konserwacji.

Przeгляд problemów występujących w konstrukcjach pomp tłoczkowych wskazuje na fakt, iż zjawiska dynamiczne zachodzące w pompie podczas cyklu pracy pozostają jednym z podstawowych zagadnień wymagających szczegółowych analiz, a ich zrozumienie może doprowadzić do wyeliminowania wielu niekorzystnych zjawisk jak gwałtowne skoki ciśnienia występujące przy zmianie fazy pracy (np. z ssącej na tłoczącą). Szereg złożonych zjawisk zachodzących wewnątrz pompy nie może być w sposób dokładny opisany analitycznie. Numeryczna analiza takich zjawisk jest próbą dokładniejszego ich opisu. Przedstawiona

w pracy nowatorska konstrukcja wielotłoczkowej osiowej pompy hydraulicznej z zasady nie posiada historii użytkowania, która umożliwiłaby stworzenie bazy wiedzy na temat różnych aspektów pracy pompy. Jej model numeryczny pozwala na zbadanie wielu parametrów eksploatacyjnych w dowolnym miejscu konstrukcji i stanowi unikalny aparat badawczy do sprawdzenia rozmaitych wariantów projektowych, jak również zasymulowania ekstremalnych warunków pracy, których unikano by w warunkach rzeczywistych z uwagi na prawdopodobieństwo wystąpienia awarii i konieczność przebudowy prototypu.

## 2. PRZEGLĄD DOTYCHCZASOWYCH BADAŃ NA PODSTAWIE LITERATURY

### 2.1. Podejście symulacyjne do modeli pomp hydraulicznych

Metody symulacyjne związane z badaniami wielotłoczkowych pomp osiowych są stosowane stosunkowo od niedawna. Szerzej opisano je w ramach tworzenia programu do symulacji numerycznych pomp hydraulicznych CASPAR (Calculation of Swash Plate type Axial Piston Pump and Motor) [43], rozwijanego w Instytucie Lotniczej Inżynierii Systemowej na Politechnice w Hamburgu (Institute for Aircraft Systems Engineering of the Technical University of Hamburg). Symulacje związane były z przepływem oleju przez szczeliny smarujące w wielotłoczkowych pompach osiowych z tarczami oporowymi i umożliwiały określenie pól ciśnienia, prędkości i temperatury oraz obliczenie strat spowodowanych przez lepkie tarcie i przepływ przez szczelinę. Obliczenie przepływu szczelinowego wymagało określenia chwilowej wysokości szczeliny dla wszystkich symulowanych szczelin. Zrealizowano to przez rozwiązanie równań ruchu dla wszystkich poruszających się części. Siły zewnętrzne zależne od ciśnienia obliczano poprzez wyliczenie chwilowych ciśnień w komorze roboczej. Ponadto wyliczano chwilowe przepływy na wlocie i wylocie pompy, jak również wewnętrzne straty objętości. Model symulacyjny obejmował tylko tarcie lepkie. Zjawiska

elastohydrodynamiczne zostały pominięte, a w przypadku kontaktu elementów konstrukcyjnych użyto prostych przybliżeń. Obliczenia wykonywano przy pomocy autorskiego programu, posiłkując się dodatkowo pakietem Matlab.

Badania związane ze zjawiskami cieplnymi zachodzącymi w osiowych pompach tłoczkowych opisano w pracy [16] [27]. W pracy [27] stworzono model matematyczny umożliwiający obliczenia nieizotermicznego przepływu oleju w szczelinie między tłoczkiem i cylindrem. Wielkość przepływu, rozkład ciśnienia w szczelinie oraz rozkład temperatury obliczono numerycznie rozwiązując równanie Reynoldsa z zastosowaniem metody objętości skończonych.

Rozkład temperatur otrzymano rozwiązując numerycznie równanie energii dla zespołu cylinder-tłoczek wykorzystując i w tym wypadku metodę objętości skończonych. Z uwagi na uwzględnienie mimośrodowego charakteru ułożenia tłoczka w cylindrze zastosowano uproszczone równanie ruchu biorąc pod uwagę siły zewnętrzne, siły dynamiczne oraz siły spowodowane odkształceniem sprężystym. Opisano metodę rozwiązania układu równań.

Eksperymentalne prace badawcze dotyczące zależności wielkości luzów w szczelinach smarujących wielotłoczkowych pomp osiowych przeprowadzono na Politechnice Gdańskiej [16]. Ponieważ podczas rozruchu zespołów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego dochodzi do dynamicznej zmiany wymiarów elementów tych zespołów na skutek rozszerzalności cieplnej, następuje wówczas zmiana efektywnego luzu między współpracującymi elementami. Na zmianę luzu po rozruchu wpływa m.in.: różnica temperatur pomiędzy zimnym zespołem hydraulicznym a przepływającą gorącą cieczą, natężenie przepływu cieczy, konstrukcja zespołu, rodzaj materiału i kształt elementów układu. Wyniki ekperymentalne pokazujące wpływ różnicy temperatur na wielkość luzów stanowią dobry punkt odniesienia dla symulacji. Symulacje pracy pompy PWK prowadzono w Katedrze Pneumatyki i Hydrauliki Politechniki Gdańskiej, zarówno pod kątem wytrzymałości korpusu, jak i przepływów w szczelinach. [Kurek, Leśniak, Osiecki-Patrosz]. Niemniej prace te ograniczone były do wybranych zagadnień. Niniejsza praca traktuje zjawiska w pompie w sposób kompleksowy, stosując do ich rozwiązania system uwzględniający zjawiska zachodzące zarówno w płynie, jak i w strukturze pompy.

## 2.2. Wnioski z przeglądu literatury

Zjawiska dynamiczne zachodzące w komorze cylindrowej pompy PWKZ mają złożony charakter, zależny od wielu czynników. Wstępne obliczenia wskazują że w pompie pracującej z prędkością 1500 obr/min i obciążonej ciśnieniem 20-30MPa amplituda pików w fazie tłocznej może sięgać 70-80MPa, co oznacza, że ciśnienie chwilowe może przekraczać 100MPa. Taka sytuacja zagraża konstrukcji pompy, a także może być źródłem silnego hałasu i pulsacji. Niezbędne jest wyeliminowanie takiego zjawiska. Znalezienie prawidłowego rozwiązania wymaga szczegółowej analizy przebiegu zmian ciśnienia w komorze cylindrowej w oparciu o kompleksowe obliczenia symulacyjne MES/CFD. Niniejsza praca stanowi etap prac mających doprowadzić do stworzenia cyfrowego modelu zjawisk dynamicznych w pompie PWKZ.

Przecieki w szczelinach między oknem w tulei rozrzędu a kanałami zasilającym i odpływowym zmieniają się w funkcji położenia tulei rozrzędu i ich analityczny opis jest bardzo trudny. Dodatkowo kształt okna może ulegać zmianie pod wpływem ciśnienia. Z tego powodu zagadnienie wymaga rozwiązania metodą symulacji komputerowej.

### 3. CEL I TEZA ROZPRAWY

#### 3.1. Cel rozprawy

**Cel pracy:** Celem pracy jest analiza dynamicznych zjawisk przepływowych na podstawie numerycznego modelu tłoczkowej pompy hydraulicznej i użycie tego modelu do lokalizacji krytycznych zjawisk fizycznych w niej występujących oraz wykorzystanie go do modyfikacji geometrii elementów pompy w celu poprawienia nowatorskiej konstrukcji wysokociśnieniowej wielotłoczkowej pompy osiowej.

#### 3.2. Teza rozprawy

**Teza:** Model pompy zbudowany w oparciu o analizę zjawisk przepływowych i mechanicznych zachodzących w trybie nieustalonym w wysokociśnieniowej pompie hydraulicznej o zmiennej wydajności może być skutecznym i wiarygodnym narzędziem projektowym, umożliwiającym lokalizowanie obszarów występowania dynamicznych zjawisk przepływowych oraz wyeliminowanie ich przyczyn przez modyfikację geometrii elementów pompy i usprawnienie istniejącej konstrukcji bez konieczności przeprowadzenia długotrwałych i kosztownych badań eksperymentalnych.

#### 3.3. Metodologia i zakres pracy

Model pompy został oparty o analizę zjawisk zachodzących w pompie hydraulicznej o zmiennej wydajności.

Głównym zadaniem analizy było wyznaczenie przebiegu dynamicznych zmian ciśnienia w komorze cylindrowej osiowej pompy wielotłoczkowej w funkcji zmiennej geometrii membrany kompensacyjnej i przekroju kanałków promieniowych łączących komorę cylindrową z kompensacyjną. Na przebieg ten zasadniczy wpływ mają opory przepływu cieczy w kanałach o zmiennej geometrii. W toku pracy uwzględniono szerokie spektrum zjawisk fizycznych, w tym:

- opory przepływu cieczy w kanałach o zmiennej geometrii
- zmienność własności fizycznych cieczy
- zjawiska kawitacyjne
- interakcję oleju z elementami pompy
- efekty cieplne

Zmiany geometrii szczelin oddzielających kanały pompy, wywołane odkształceniami jej elementów zależą od działającego ciśnienia, naprężeń kontaktowych między

elementami oraz zmiennego w czasie i przestrzeni pola temperatur. Istotnym czynnikiem wpływającym na analizowane przebiegi jest też zaproponowana przez konstruktorów pompy elastyczna komora kompensacyjna. Jednym z celów pracy jest umożliwienie optymalizacji kształtu i własności sprężystych tej komory. Ponadto w ramach pracy podjęta została próba poprawienia sprawności pompy poprzez zastosowanie optymalizacji parametrów charakteryzujących kanały przepływowe. Model zawiera komponenty z zakresu obliczeń wytrzymałościowych (MES), kinematyki (układy wieloczłonowe), mechaniki płynów oraz zjawisk sprzężonych – zachodzących między strukturą i płynem. Obliczenia poparte zostały opisem teoretycznym użytej metody. Praca składa się z części obliczeniowej oraz opisu badań eksperymentalnych.

#### **Część oryginalna rozprawy:**

- Stworzenie wirtualnego prototypu pompy dla wiodącego zespołu konstruktorów, do tej pory stosujących wyłącznie metody weryfikacji prototypu na stanowisku badawczym
- Zbudowanie modeli numerycznych prototypowanego urządzenia, w oparciu o podejście multidyscyplinarne, umożliwiając analizę złożonych zjawisk fizycznych zachodzących w pompie (w tym szybkozmiennych w czasie), a w szczególności:
  - powiązanie ruchu elastycznej membrany z ruchem cieczy ściśliwej
  - uwzględnienie procesów falowych występujących w analizowanym urządzeniu (momenty przełączania wylotów i dolotów)
  - uwzględnienie przecieków (problem bardzo zróżnicowanej skali wymiarowej procesów)
- Zaproponowanie rozwiązań konstrukcyjnych usprawniających działanie prototypu

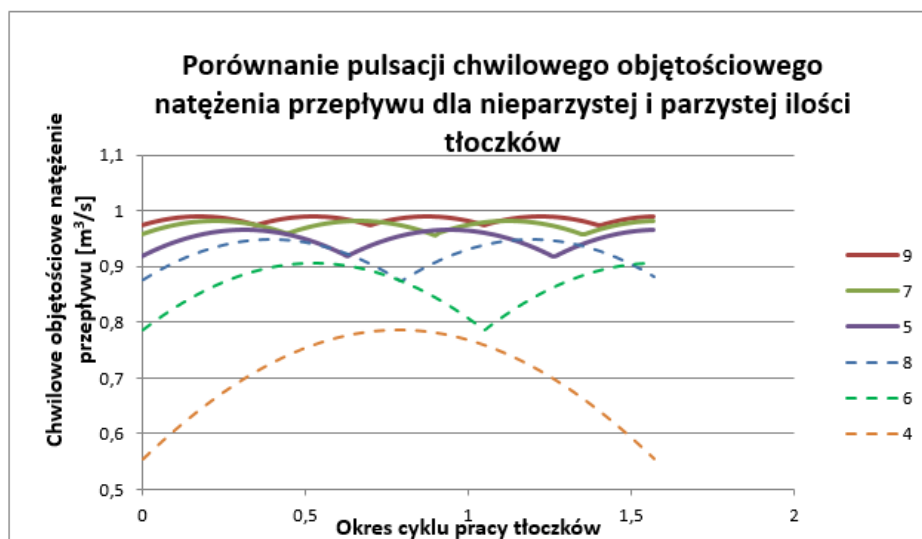
Analiza dotyczy zachowania się zupełnie nowej konstrukcji. Pompy typu PWK nie były dotychczas poddawane analizom ani wytrzymałościowym ani przepływowym. Szczególnie interesujące są w związku z tym zjawiska zachodzące w pompie wyposażonej w elastyczną komorę kompensacyjną, która jest nowym rozwiązaniem nie mającym odpowiednika w podobnych urządzeniach. Model obliczeniowy stanowi wirtualny prototyp urządzenia, którego wersja rzeczywista poddana zostanie badaniom na stanowisku badawczym i którego parametry pracy zostaną porównane z wynikami symulacji. W dotychczasowej praktyce przy projektowaniu pomp w zakładzie Hydrauliki i Pneumatyki opierano się na wiedzy konstruktorów, którzy posiadali dogłębną znajomość przedmiotu i świetnie wyposażonemu laboratorium, wykorzystującym nowoczesne techniki pomiarowe. Nowe pomysły wdrażano opierając się na obowiązujących kanonach sztuki inżynierskiej i ewentualne poprawki dokonywano po serii prób i pomiarów na stanowisku. Wprowadzenie symulacji numerycznej do praktyki inżynierskiej przy projektowaniu pomp stanowiło otwarcie nowych możliwości analizy pracy konstrukcji w sposób do tej pory nieosiągalny. Wiarygodność modelu została zweryfikowana przez porównanie badań stanowiskowych z wynikami symulacji.

## 4. OPIS POMPY HYDRAULICZNEJ

### 4.1. Rodzaje pomp hydraulicznych

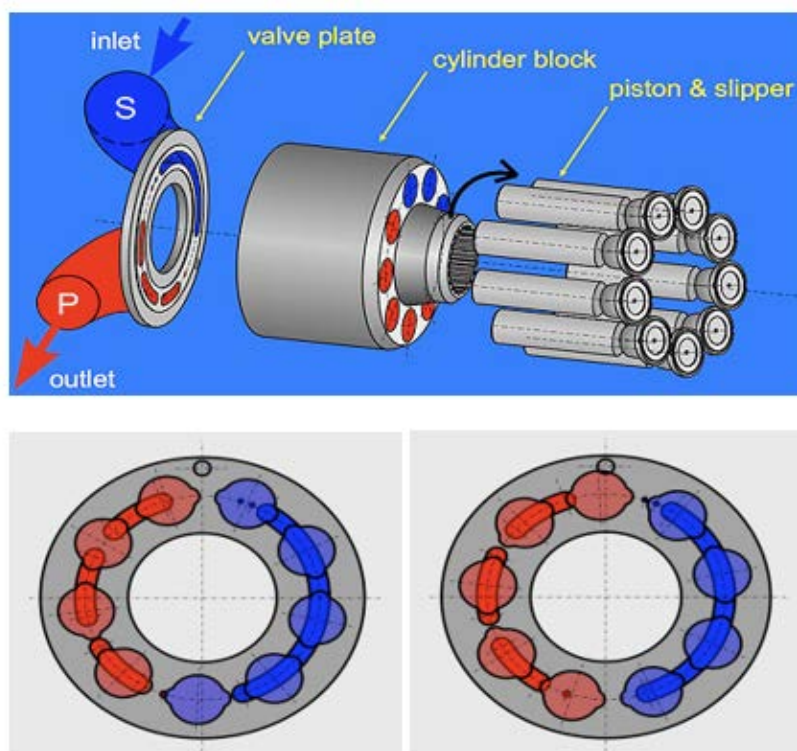
Zadaniem pompy hydraulicznej jest zamiana energii mechanicznej dostarczonej przez silnik napędowy na energię hydrauliczną zawartą w czynniku roboczym tłoczonym do instalacji pod odpowiednim ciśnieniem i z odpowiednią wydajnością. Rozróżnia się następujące rodzaje pomp hydraulicznych: zębate, tłoczkowe, łopatkowe i śrubowe. Z kolei pompy tłoczkowe dzielą się na osiowe i promieniowe. Pompy tłoczkowe osiowe mogą posiadać wychylną tarczę oporową lub wychylny wirnik.

W pompach z tarczą oporową obracające się tłoczki opierają się o tarczę oporową; ich skok zależy od kąta tarczy. W pompach z wychylnym wirnikiem objętość wypieranego płynu zależy od kąta wychylenia wirnika, a tłoczki poruszają się w cylindrach podczas obracania się wału napędowego. W celu obniżenia pulsacji wydajności i ciśnienia, które powodują głośną pracę pompy i wpływają niekorzystnie na jej płynną pracę, liczba tłoczków w wielotłoczkowej pompie osiowej jest zazwyczaj nieparzysta. Wykres na rysunku 1 pokazuje przewagę konfiguracji z nieparzystą ilością tłoczków



Rysunek 1 Wykres zależności amplitudy pulsacji pompy od ilości tłoczków

Na wykresie porównano amplitudę pulsów znormalizowanego chwilowego natężenia przepływu dla konfiguracji pompy z różną ilością tłoczków. Rysunek 2 przedstawia schemat osiowej pompy tłoczkowej z rozrządem czołowym i nieparzystą liczbę tłoczków. Blok cylindrowy jest ruchomy, a tłoczki kolejno łączą się z kanałami wysokiego lub niskiego ciśnienia w płycie rozrządu. Liczba tłoczków połączonych z każdym z kanałów zmienia się (w przypadku 9 tłoczków – wynosi raz 4 a raz 5) i pulsuje z częstotliwością wynikającą z iloczynu prędkości obrotowej i liczby tłoczków. Tłoczki są wtedy przesunięte względem siebie o  $40^\circ$  i sytuacja zmienia się co  $20^\circ$ . Przy prędkości 1500 obr/s całkowita siła tłoczka pod ciśnieniem pulsuje z częstotliwością 225 Hz. W związku z tym występuje konieczność zmniejszenia amplitudy pulsacji, co wpływa na zmniejszenie skali niekorzystnych zjawisk np. związanych z deformacją pompy, drganiami czy z generacją hałasu.



Rysunek 2 Schemat konfiguracji pompy o 9 tłoczkach [8]

W pokazanej na rysunku pompie o konfiguracji 9 tłoczków, 4 tłoczki są połączone z kanałem niskiego ciśnienia, a 4 tłoczki z kanałem wysokiego ciśnienia.

#### 4.2. Pompa PWK

Pompa będąca obiektem badań opisanych w niniejszej pracy jest wysokociśnieniową osiową pompą wielotłoczkową. Projekt pompy powstał w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej i charakteryzuje się nowatorskim rozwiązaniem problemu sterowania wydajnością urządzenia. Dzięki całkowitemu odciążeniu elementów rozrzędu od sił hydrostatycznych konstrukcja umożliwia radykalne zmniejszenie mocy sygnału niezbędnego do sterowania wydajnością, a więc eliminację niezbędnego obecnie serwo-mechanizmu hydraulicznego. Bezpośrednie sterowanie sygnałem elektrycznym małej mocy umożliwia wykorzystanie zalet elektronicznych systemów sterowania - w tym sterowania komputerowego. Dzięki znacznej redukcji objętości przestrzeni martwej dodatkową zaletą nowej konstrukcji jest możliwość uzyskania, podczas pracy ze zredukowaną wydajnością, znacznie wyższej sprawności (nawet o kilkanaście procent) od pomp produkowanych obecnie. Uruchomienie produkcji takiej pompy wymaga przeprowadzenia szczegółowej analizy zjawisk dynamicznych zachodzących podczas przesterowania mechanizmu i ich ograniczenia do poziomu porównywalnego ze współcześnie produkowanymi konstrukcjami.

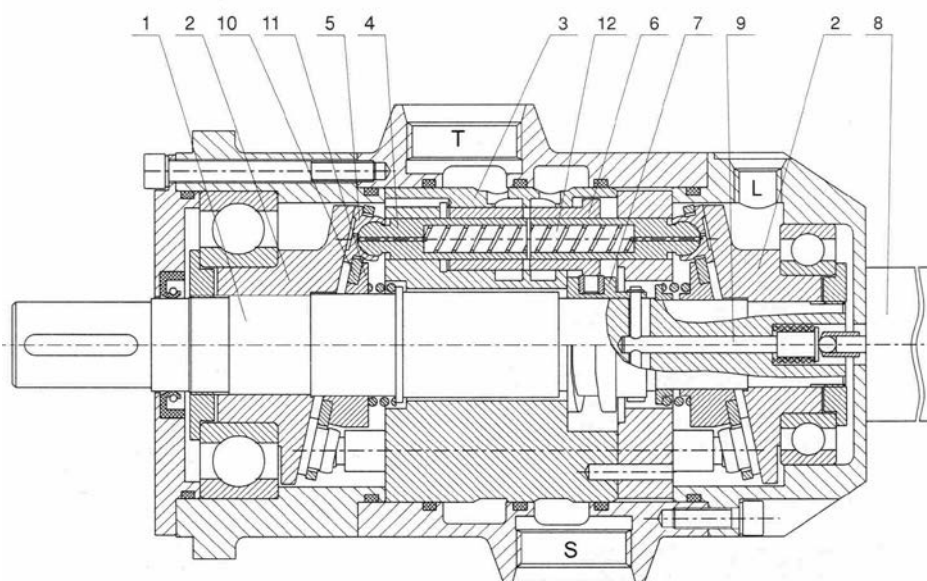
Poniższa tabela przedstawia porównanie dotychczasowych konstrukcji pomp hydraulicznych z nowatorskim rozwiązaniem pompy PWK.

<b>TRADYCYJNA KONSTRUKCJA POMPY</b>	<b>KONSTRUKCJA POMPY PWK</b>
<b>Rodzaj rozrządu</b>	
Czołowy	Krzywkowy
<b>Kinematyka bębna cylindrowego</b>	
Obrót bębna cylindrowego wraz z wałem pompy	Unieruchomiony bęben cylindrowy
<b>Charakterystyka przestrzeni martwej</b>	
Objętość przestrzeni martwej dochodzi do 200 % objętości roboczej (skokowej).	Zmniejszenie objętości przestrzeni martwej i uniezależnienie jej od nastawy
<b>Dławienie oleju</b>	
Niedostateczne dławienie oleju	Zastosowanie dławików śrubowych w tłoczkach
<b>Regulacja wydajności</b>	
Zmiana wydajności przez zmianę kąta wychylenia tarczy oporowej	Nowy mechanizm krzywkowy zmiany wydajności

Tabela 1 Porównanie właściwości tradycyjnych konstrukcji z pompą PWK

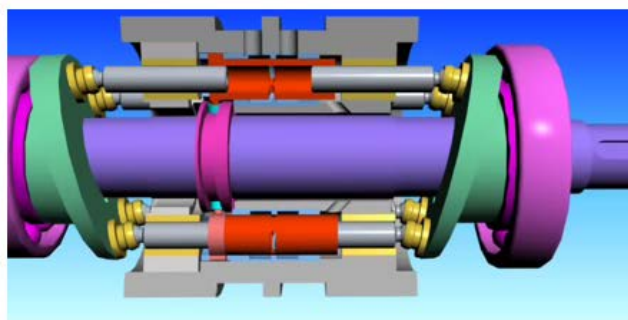
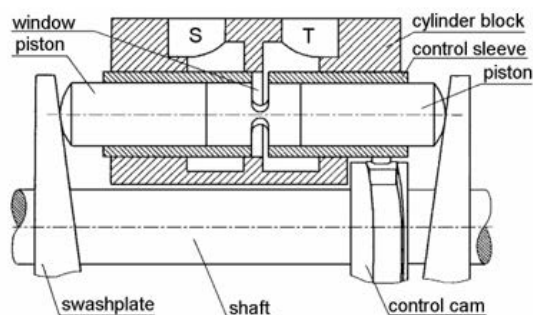
Pompa wielotłoczkowa osiowa PWK przedstawiona na rysunku 3 składa się z następujących elementów: na wale 1 pompy zamocowane są dwie tarcze oporowe 2 nachylone pod stałym kątem i wirujące wraz z wałem. Bęben cylindrowy 3 jest nieruchomo zamocowany w korpusie pompy. W otworach bębna cylindrowego poruszają się przeciwbieżnie dwa rzędy tłoczków 4 współpracujących za pośrednictwem stopek hydrostatycznych 5 z tarczami oporowymi 2. Rozrząd pompy składa się z zespołu tulei 6 napędzanych posuwisto-zwrotnie przez osadzoną na wale 1 osiową krzywkę 7 za pośrednictwem małych czopów, stanowiących części tulei 6 i osadzonych na nich kamieni poruszających się w rowku krzywki 7. Krzywka osadzona jest suwliwie na wale 1 w sposób umożliwiający jej przesuw wzdłuż osi za pomocą elektromagnesu proporcjonalnego 8 i popychacza 9. Gdy krzywka 7 znajduje się w lewym skrajnym położeniu (jak na rysunku), to komory robocze cylindrów połączone są z kanałami ssawnym S i tłocznym T przez równie długie okresy czasu i wtedy pompa nastawiona jest na pełną wydajność. Przesuwanie krzywki w prawo skraca czas połączenia komór z kanałem tłocznym, wydłużając równocześnie czas połączenia z kanałem ssawnym, czego rezultatem jest zmniejszanie wydajności pompy. W skrajnym prawym położeniu krzywki 7 komory robocze są stale połączone z kanałem ssawnym S, a wydajność pompy jest zredukowana do zera. Styk stopek 5 z tarczami 2 przy wysuwaniu tłoczków





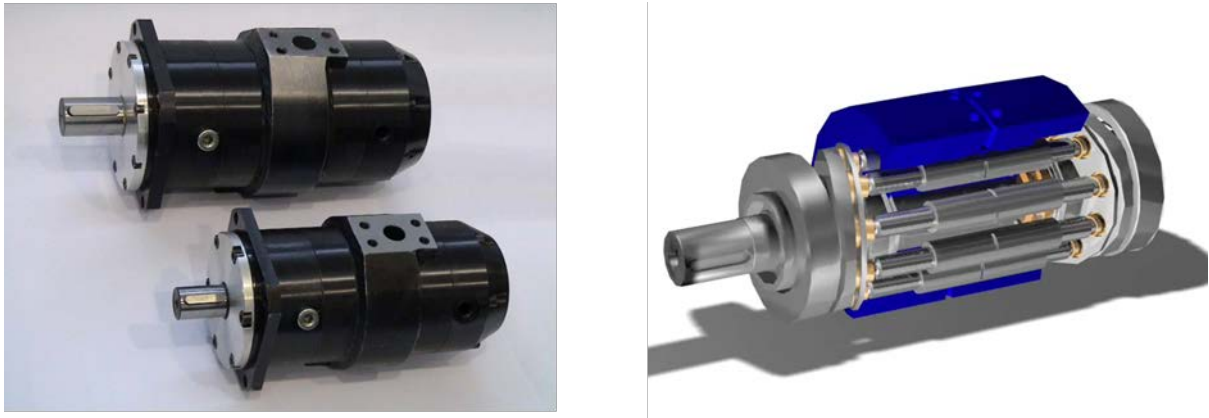
**Rysunek 3 Pompa PWK – przekrój poprzeczny [28]**

z cylindrów (suw ssania) jest zapewniony przez docisk sprężynami stopki do tarcz za pośrednictwem separatorów 10 i tarcz klinowych 11. Otwory osiowe w tłoczkach wypełnione są całkowicie przez wykonane z lekkiego stopu dławiki śrubowe 12, które stabilizują grubość filmu olejowego pomiędzy stopkami a tarczami oporowymi. [8].



**Rysunek 4 Główne elementy pompy. S – niskie ciśnienie, T – wysokie ciśnienie [31]**

Na rysunku 4 przedstawiono uproszczony schemat pompy PWK o stałej wydajności, zaznaczając jej główne elementy. Po lewej stronie rysunku umieszczono szkic z odnośnikami, po prawej - przekrój przez model wykorzystywany do animacji pracy pompy. W lewej części rysunku 5 znajdują się zdjęcia ukazujące działające prototypy pompy o stałej wydajności, natomiast po prawej stronie pokazano fotorealistyczny model tego typu pompy.



Rysunek 5 Pompa hydrauliczna o stałej wydajności (PWK-78 (po lewej wyżej) i PWK-27 (po lewej niżej) [34]

#### 4.3. Sposoby sterowania wydajnością

Pomimo uzyskiwania przez pompy tłoczkowe o stałej wydajności wysokich parametrów pracy, są one wyrobem niszowym o niewielkim potencjale rynkowym. Dlatego też celem konstruktorów pozostaje stworzenie pomp typu PWK o zmiennej wydajności. Szczegółowa analiza teoretyczna zjawisk zachodzących podczas pracy pompy z rozrządem krzywkowym wykazała szereg możliwych sposobów sterowania wydajnością takiej pompy. Pierwsza metoda, polegająca na zmianie skoku tłoczków, jest identyczna ze sposobem sterowania wydajnością współczesnych pomp wielotłoczkowych, wyposażonych w rozrząd czołowy. Zastosowanie tej metody w pompach typu PWK napotyka jednak na poważne trudności. Zmiana skoku tłoczka wymaga zmiany kąta nachylenia tarcz oporowych, wirujących wraz z wałem i obciążonych ogromnymi siłami pochodzącymi od ciśnienia działającego na tłoczki. Prowadzone w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki analizy i prace konstrukcyjne wykazały, że możliwe jest zbudowanie hydraulicznego serwomechanizmu zmieniającego położenie tarczy oporowej. Byłby on jednak skomplikowany i w znacznym stopniu zwiększałby gabaryty i masę pompy. Mechanizm taki wymagałby również zewnętrznego źródła zasilania w postaci pompy pomocniczej o znacznej mocy, co w istotnym stopniu komplikuje i podraża cały układ.

Zdecydowano się na nowatorskie rozwiązanie polegające na przesuwaniu zamontowanej na wale napędowym krzywki sterującej tulejką rozrządu, która reguluje cyklem zmiany ciśnienia w pompie. Ustawienie położenia tulejki rozrządu w stosunku do położenia tłoczków wpływa na wydajność pompy. Rysunek 3 pokazuje zmianę wydajności pompy realizowaną przez przesuwanie krzywki na wałku przy pomocy elektromagnesu.

W kolejnym prototypie pompy PWK zaproponowano inny sposób zmiany wydajności – przez obrotu krzywki za pomocą przekładni planetarnej napędzanej silnikiem krokowym. To rozwiązanie zostało ostatecznie uznane jako najlepsze. Tak skonstruowane maszyny hydrostatyczne różnią się jakościowo od szeroko rozpowszechnionych konstrukcji, nie tracąc przy tym najbardziej wartościowych ich cech. Funkcjonowanie mechanizmu zmiany wydajności nie zależy przy tym od kierunku

---

obrotów ani od ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy. I tak:

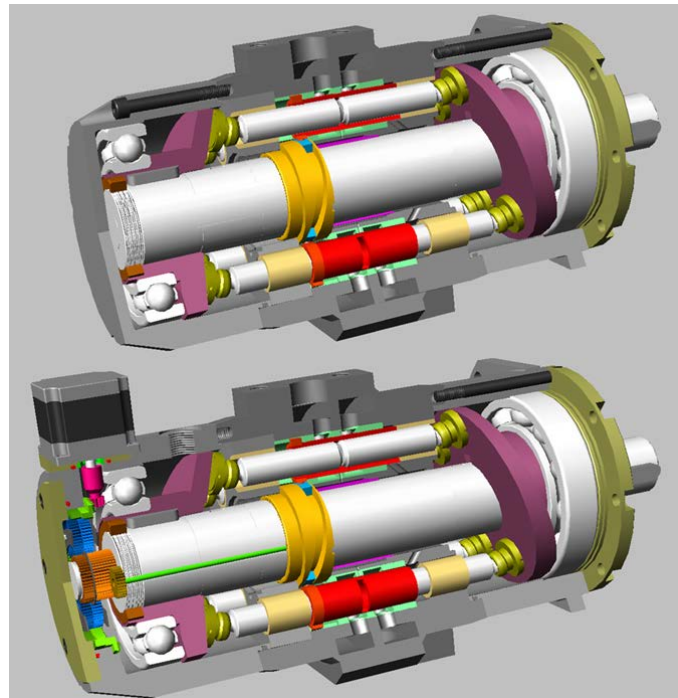
- rozrząd czołowy zastąpiono indywidualnym rozrządem walcowym sterowanym przez centralną krzywkę. Zaletą takiego rozrządu jest jego całkowite odciążenie hydrostatyczne. Dzięki temu wyeliminowano źródło największych strat energetycznych i zwiększono trwałość rozrządu.

- konsekwencją zmiany rozrządu jest prawie pełny styk czół przeciwległych tłoczków w końcu suwu tłoczenia, co przy wypełnieniu otworów w tłoczkach dławikami śrubowymi i przy małej objętości okien wlotowych w tulejach rozrządowych umożliwiło zmniejszenie przestrzeni martwej 5 ÷ 20 - krotnie w porównaniu do maszyn z rozrządem czołowym.

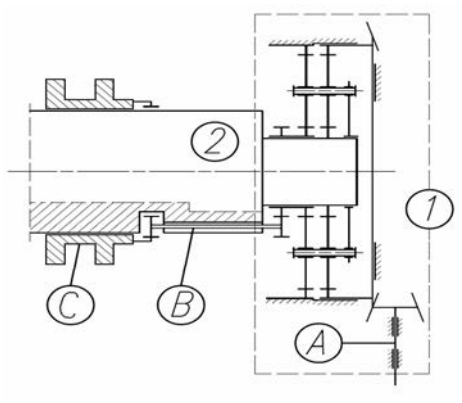
- przyjęcie stałego kąta pochylenia tarcz oporowych i zmiana sposobu sterowania wydajnością pompy uniemożliwiło powiększanie się przestrzeni martwej przy zmniejszaniu wydajności (znaczne zmniejszenie objętości przestrzeni martwej w każdych warunkach pracy maszyny wyeliminowało źródło poważnych strat energetycznych, które w maszynach z rozrządem czołowym mogą powodować spadki sprawności o 30 % i więcej (zwłaszcza przy wysokich ciśnieniach, obciążeniach i zmniejszonej wydajności). Równocześnie doprowadziło to do praktycznej eliminacji hałasu powodowanego przez gwałtowne rozprężania i sprężania cieczy roboczej tej przestrzeni. Jest to jedno z głównych źródeł hałaśliwości pomp osiowych)

- nowy sposób sterowania wydajnością pompy przez przemieszczanie krzywki na wale charakteryzuje się małymi siłami wypadkowymi niezbędnymi do przemieszczania krzywki, dlatego można zastosować w tym celu elektromagnes proporcjonalny lub elektryczny silnik krokowy, eliminując stosowany w znanych konstrukcjach serwomechanizm hydrauliczny. Umożliwia to bezpośrednie sterowanie elektroniczne wydajnością pompy (i przełożeniem przekładni) z wszelkimi zaletami, jakie z takim sterowaniem się wiążą. Zmniejsza to prócz tego wymiary gabarytowe pompy.

- unieruchomienie bloku cylindrowego względem korpusu zmniejsza straty ciśnienia w kanałach i poprawia charakterystykę kawitacyjną pompy, która może pracować jako samo ssąca (bez pompy wstępnie zasilającej). Opisana powyżej maszyna hydrostatyczna jest chroniona patentami.



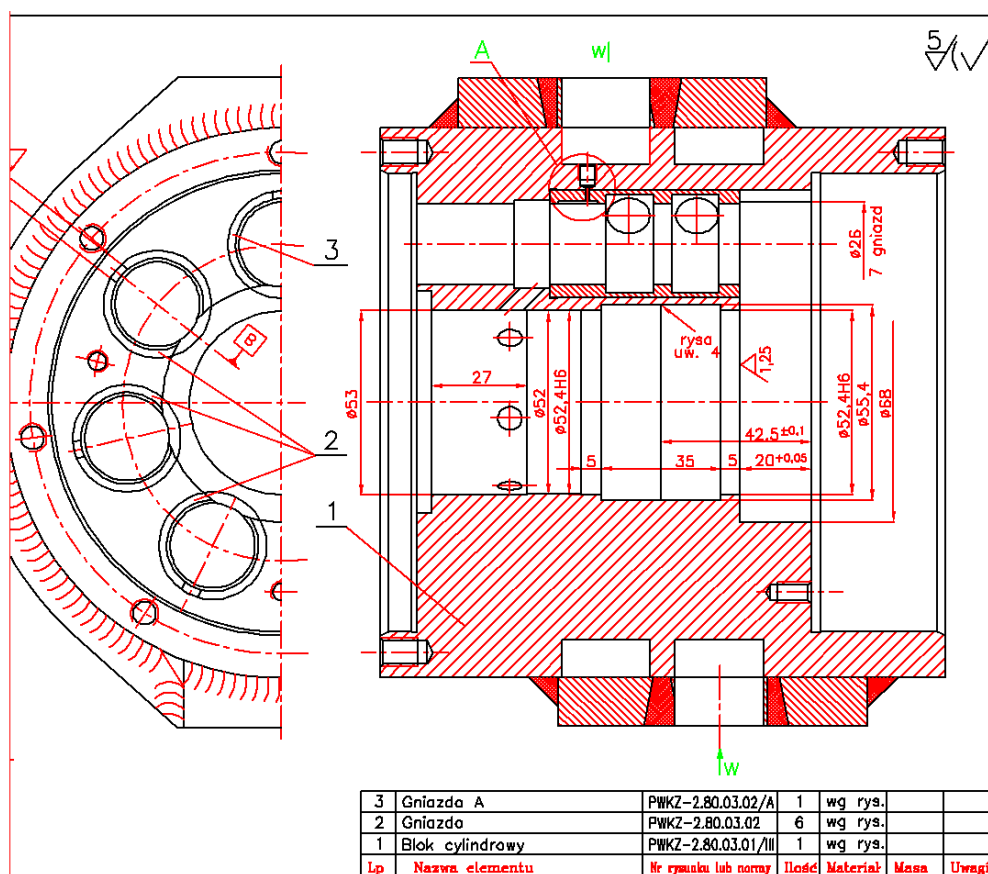
Rysunek 6 Pompa PWK o stałej wydajności (wyżej) i zmiennej wydajności (niżej) [L.Osiecki]



Rysunek 7 Mechanizm do zmiany wydajności pompy sterowany za pomocą silnika krokowego.  
1 - Przekładnia planetarna, 2 – wał napędowy [34]

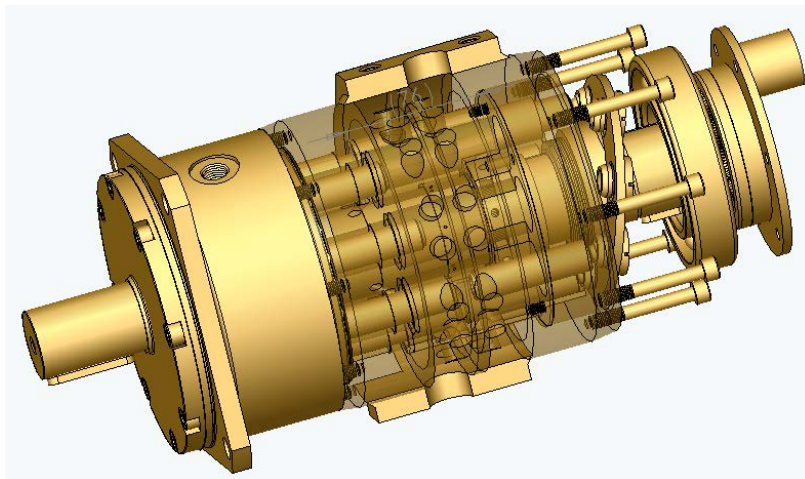
## 5. MODEL CAD

Podstawą modelu symulacyjnego, na podstawie którego przeprowadzono obliczenia był model wirtualny zbudowany w oparciu o oprogramowanie inżynierskie. Model tworzyły trójwymiarowe części zwymiarowane na podstawie rysunków wykonawczych, służących do zbudowania rzeczywistego prototypu. Na podstawie modelu CAD mogły powstać modele symulacyjne do obliczeń wytrzymałościowych, kinematycznych czy przepływowych.



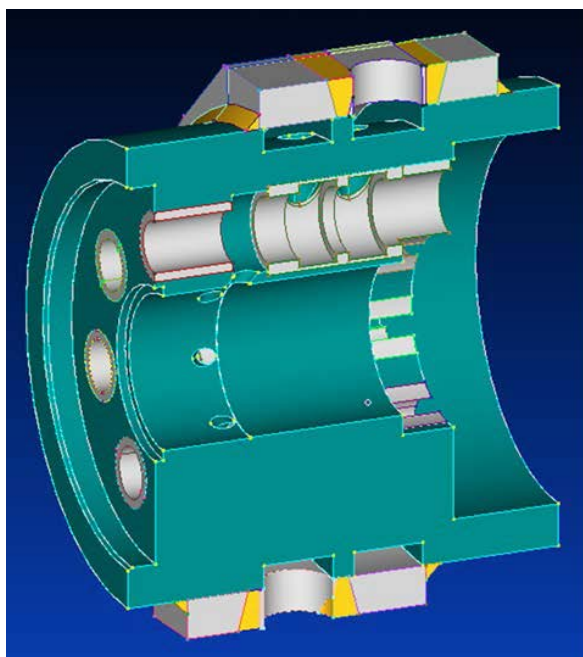
**Rysunek 8 Rysunek konstrukcyjny korpusu, który posłużył do zbudowania modelu numerycznego pompy PWK [L.Osiecki]**

Rysunki wykonawcze posiadały detale, które z uwagi na niewielki wpływ na wynik obliczeń a potencjalnie duży wkład pracy w ich uwzględnienie, zostały w modelu numerycznym pominięte. Powstały model numeryczny został odpowiednio przystosowany do charakteru wykonywanych obliczeń. I tak w przypadku obliczeń wytrzymałościowych model podzielono na symetryczne połówki, z których jedna posłużyła jako baza modelu obliczeniowego.



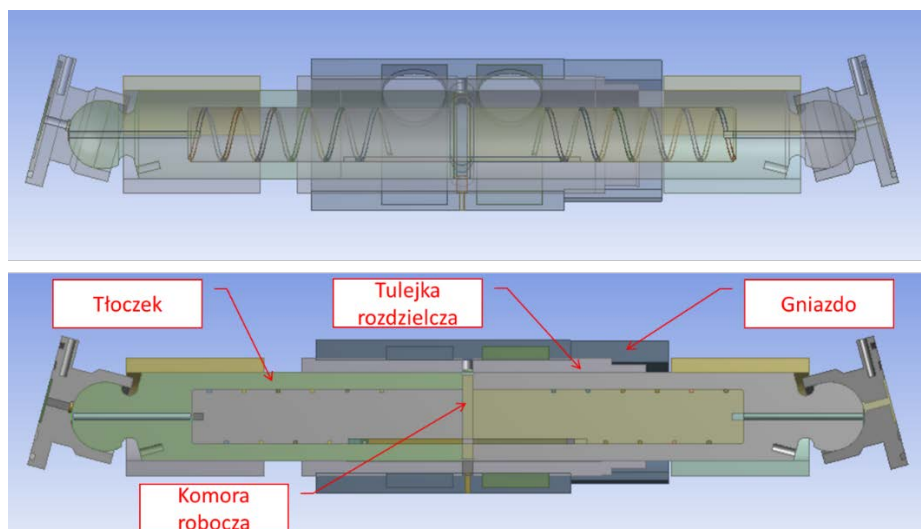
**Rysunek 9 Widok modelu CAD pompy PWK**

Na rysunku 9 pokazano model korpusu pompy, użytego do obliczeń wytrzymałościowych. Ze względu na znaczną oszczędność czasu wynikającą z ograniczenia wielkości modelu, zmniejszono jego wielkość do identycznej połowy wykorzystując własności symetrii.



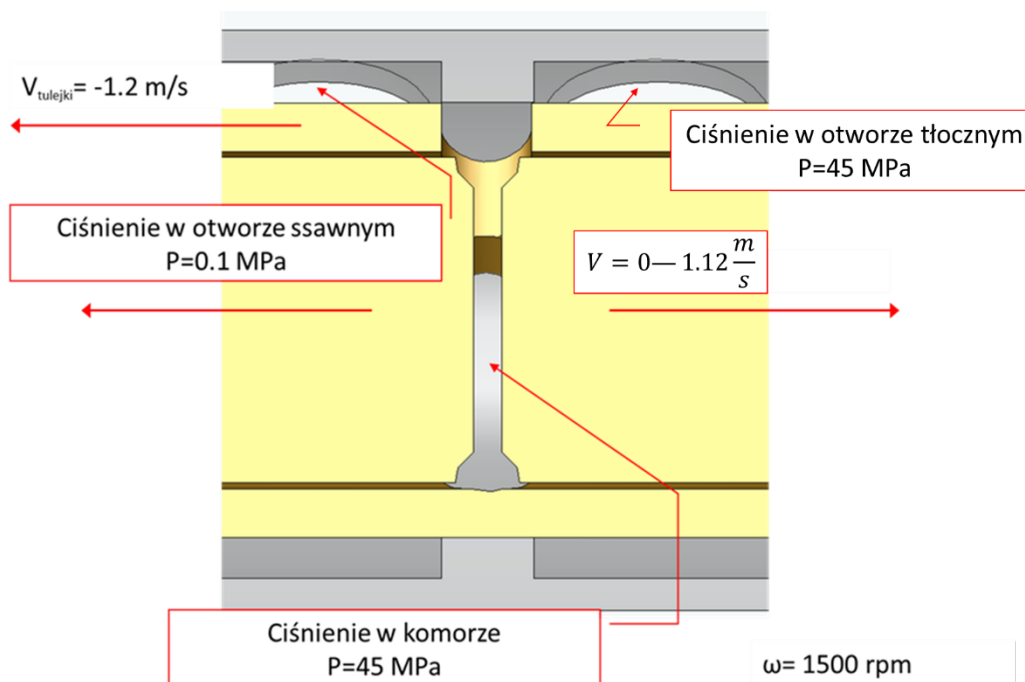
**Rysunek 10 Model symulacyjny korpusu pompy**

Fragment szczegółów modelu geometrycznego pompy, definiujący wielkość komory roboczej między tłoczkami pokazano na rysunku 10. Komora robocza ma zmienną objętość w zależności od odległości między tłoczkami, które poruszają się w tulei rozrządu przesuwającej się w nieruchomym gnieździe.



Rysunek 11 Pompa PWKZ-95 - Gniazdo, tuleja rozrządu i tłoczki

Rysunek 11 przedstawia szczegółową konfigurację części tworzących komorę roboczą między tłoczkami, w której sprężany jest olej hydrauliczny podczas cyklu pracy pompy. Części ruchome, jak tłoczki, czy tuleja rozrządu poruszają się z zaznaczonymi prędkościami. Pokazano również wielkość ciśnień panujących w kanałach ssawnym, tłocznym i komorze roboczej. Prędkości opisane na rysunku są prędkościami chwilowymi, regulowanymi zarysem krzywki sterującej posuwem tulejki rozrządu oraz prędkością wału napędowego. Zarówno tłoczki, jak i tuleja rozrządu poruszają się ruchem posuwisto-zwrotnym, opisanym równaniem ruchu harmonicznego. Rysunek 11 przedstawia konfigurację pompy bez membrany kompensującej ciśnienie. Kolejna wersja modelu, przedstawiona na rysunku 12 zawiera komorę kompensacyjną utworzoną z przestrzeni między korpusem i wciśniętej w niego stalowej tulei o grubości ścianki = 1 mm. Część pracy poświęcona jest sprawdzeniu pomysłu wprowadzenia do konstrukcji pompy PWK komory kompensującej skoki ciśnienia w chwili, gdy ruch tłoczków powoduje dalsze sprężanie cieczy w komorze roboczej, a komora zamknięta poprzez położenie tulejki rozdzielczej między kanałami niskiego i wysokiego ciśnienia jest pozbawiona możliwości odprowadzenia oleju, co w konsekwencji powoduje powstanie gwałtownego przyrostu ciśnienia w postaci widocznego skoku ciśnienia na wykresie. Ten przyrost ciśnienia konstruktorzy proponują zniwelować przy pomocy "akumulatora ciśnienia". Rolę akumulatora spełniać miałaby komora kompensacyjna utworzona przez przestrzeń ograniczoną z jednej strony wnęką w korpusie pompy, a z drugiej stalową, podatną tuleją o grubości 1 mm. Z uwagi na fakt, że pompa posiada 7 komór roboczych umieszczonych w korpusie pompy (rysunek 12), komora kompensacyjna zlokalizowana centralnie wokół wału napędowego, łączy się z każdą z siedmiu komór roboczych przy pomocy kanalików kompensacyjnych.

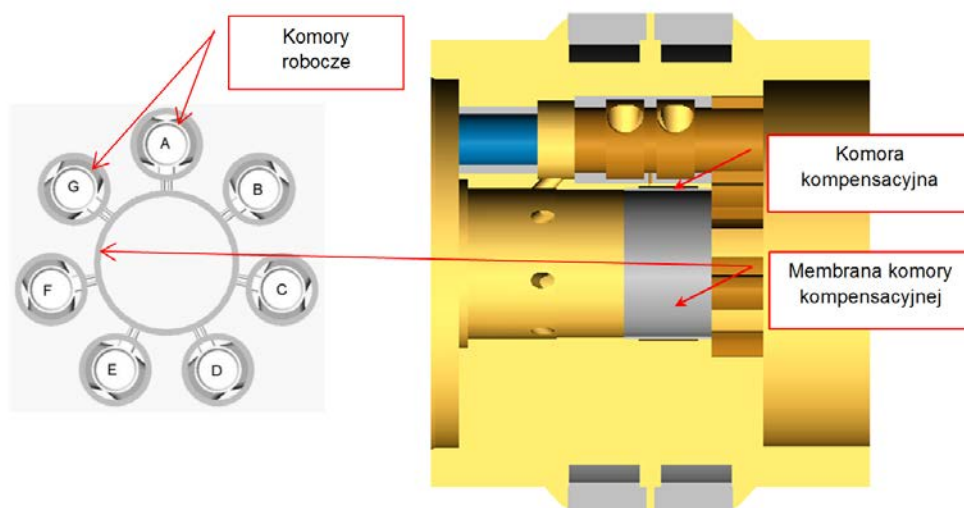


**Rysunek 12 Pompa PWKZ-95 – przekrój przez gniazdo, tuleję rozrządu i tłoczki**

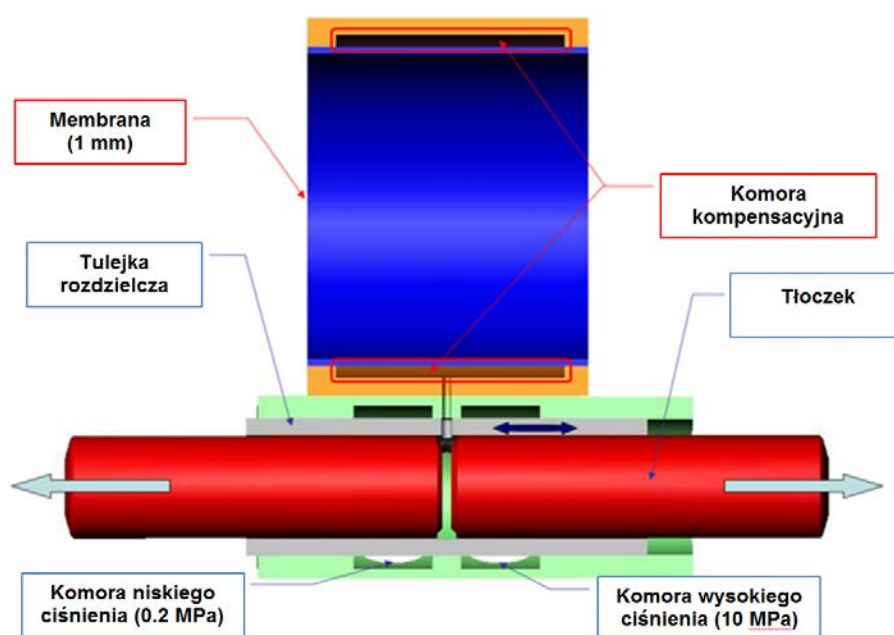
Ruch tłoczków w każdej z komór roboczych (A-G), umieszczonych w korpusie pompy jest zsynchronizowany z ruchem pozostałych tłoczków poprzez obracające się wraz z wałem napędowym 2 tarcze oporowe, wymuszające ruch na tłoczkach; każda para tłoczków opiera się o 2 tarcze oporowe, znajdujące się po przeciwnych stronach korpusu. Cykl pracy pompy jest podzielony między 7 par tłoczków, z których każda para znajduje się w innej fazie, umożliwiając w ten sposób realizację pełnego cyklu pracy podczas jednego obrotu wału napędowego. W sytuacji, gdy w którejś z komór roboczych ciśnienie tłoczonego oleju wzrasta gwałtownie – ma to miejsce podczas centralnego położenia tulejki rozdzielczej pod "mostkiem" między kanałami niskiego i wysokiego ciśnienia – przez znajdujący się w skierowanej ku środkowi korpusu części tulei otwór uwalniany jest nadmiar oleju, który odprowadzany jest do znajdującej się w centralnej części korpusu komory kompensacyjnej. Stamtąd olej trafia do tych znajdujących się na obwodzie korpusu komór roboczych, w których ciśnienie jest niższe niż w komorze kompensacyjnej. W ten sposób następuje zmniejszenie amplitudy skoków ciśnienia we wszystkich komorach pompy.

Rysunek 13 przedstawia poglądowo schemat i położenie części pompy w momencie największego skoku ciśnienia w komorze roboczej między tłoczkami, gdy olej wypychany jest z komory roboczej do komory kompensacyjnej.





Rysunek 13 Przekrój korpusu z widoczną membraną komory kompensacyjnej



Rysunek 14 Model geometryczny pompy z komorą kompensacyjną

## 6. MODEL MES

### 6.1. Zastosowanie Metody Elementów Skończonych do analizy modelu strukturalnego pompy

Ze względu na fakt, iż celem pracy jest analiza zjawisk zachodzących w pompie hydraulicznej o zmiennej wydajności, do analizy modelu strukturalnego wykorzystano Metodę Elementów Skończonych (MES) uwzględniającą zjawiska zachodzące w korpusie pompy pomiędzy elementami pompy i tłoczoną cieczą. Zjawiska te stanowią bardzo złożony problem termo-mechaniczny i wymagają oryginalnego podejścia do

modelowania i rozwiązywania zagadnienia. Zaproponowany model uwzględnia silnie nieliniowe ciepłno-mechaniczne zagadnienia sprzężone, interakcję na granicy struktury elementów pompy i tłoczonyj cieczy oraz dynamiczny charakter omawianych zjawisk. Dotychczas prowadzone prace rozwojowe w tej dziedzinie opierały się głównie na badaniach laboratoryjnych. Proponowana metoda stanowi alternatywny, bardziej sformalizowany i efektywny sposób dochodzenia do optymalnej konstrukcji pompy. Wyniki przeprowadzonej analizy stanowiąc mogą zasadniczą przesłankę do budowy prototypu pompy. Prototyp zostanie poddany badaniom laboratoryjnym, co pozwoli na pełną weryfikację metody symulacji zaprezentowanej w pracy.

## 6.2. Podstawowe pojęcia w Metodzie Elementów Skończonych

Metodę elementów skończonych (MES) wykorzystuje się do rozwiązania złożonego problemu opisanego zwykle równaniami różniczkowymi przez zastąpienie go rozwiązaniem prostszym, przybliżonym. Jego dokładność zależy od przyjętych metod aproksymacji. W zagadnieniach mechaniki rozwiązanie polega najczęściej na znalezieniu przemieszczeń, odkształceń i naprężeń kontinuum. Poniżej scharakteryzowano podstawy liniowej analizy statycznej w Metodzie Elementów Skończonych.

Ogólnie stosowane równanie w obliczeniach wytrzymałościowych ma postać

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [D]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (6.2-1)$$

gdzie  $[M]$  jest sumą elementowych macierzy bezwładności,  $[D]$  – sumą macierzy tłumienia elementów układu,  $[K]$  – sumą macierzy sztywności elementów,  $\{F\}$  – macierzą kolumnową sił przyłożonych do elementów układu w węzłach,  $\{\ddot{u}\}$  – kolumnową macierzą przyspieszeń poszczególnych węzłów układu,  $\{\dot{u}\}$  – kolumnową macierzą prędkości poszczególnych węzłów układu,  $\{u\}$  – kolumnową macierzą przemieszczeń poszczególnych węzłów układu. Powyższe równanie ruchu uwzględnia zarówno siły bezwładności jak i tłumienia oraz daje możliwość uwzględnienia zmian obciążenia w czasie.

W statycznej analizie liniowej z uwagi na fakt, że obciążenie nie zmienia się w czasie, równanie ruchu można uprościć, pomijając siły bezwładności, siły tłumienia i nieliniowości

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (6.2-2)$$

gdzie  $[K]$  - jest macierzą sztywności,  $\{u\}$  - wektorem przemieszczeń węzłów,  $\{F\}$  - wektorem obciążenia.

Zakładając, że w modelu zadano warunki brzegowe dotyczące przemieszczeń i obciążeń powyższe równanie można zapisać w postaci

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (6.2-3)$$

gdzie  $\mathbf{u}_1$  jest szukany wektorem przemieszczenia,  $\mathbf{f}_1$  jest znanym wektorem siły,  $\mathbf{u}_2$  jest zadanym wektorem przemieszczeń, natomiast  $\mathbf{f}_2$  jest siłą reakcji.

Po znalezieniu wektora przemieszczeń, odkształcenia w każdym elemencie mogą być wyliczone na podstawie równania opisującego zależność między odkształceniem i przemieszczeniem

$$\varepsilon_{el} = \beta u_{el} \quad (6.2-4)$$

gdzie  $\varepsilon_{el}$  oznacza odkształcenia w elementach, a  $\beta$  jest zależnością między odkształceniem i przemieszczeniem, a  $\mathbf{u}_{el}$  jest wektorem przemieszczeń związanych z węzłami elementu.

Naprężenia w elementach uzyskuje się z równania opisującego zależność naprężenia od odkształcenia

$$\sigma_{el} = L \varepsilon_{el} \quad (6.2-5)$$

gdzie  $\sigma_{el}$  oznacza naprężenia w elementach, a  $L$  jest zależnością między naprężeniem i odkształceniem.

W obliczeniach dynamicznych wpływ masy i tłumienia muszą być uwzględnione, co jest przedstawione w równaniu opisującym dynamiczny system liniowy jako

$$M\ddot{\mathbf{u}} + D\dot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (6.2-6)$$

gdzie  $\mathbf{M}$  jest macierzą masy,  $\mathbf{D}$  jest macierzą tłumienia, a  $\mathbf{u}$  jest wektorem prędkości. Równanie, które opisuje układ dynamiczny bez tłumienia ma postać

$$M\ddot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (6.2-7)$$

a równanie układu bez tłumienia i wymuszenia można zapisać jako

$$M\ddot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (6.2-8)$$

Równania odnoszące się do innych problemów liniowych mają postać, w której można znaleźć analogie do powyższego równania. Na przykład równania opisujące przepływ ciepła w stanie nieustalonym ma postać

$$C^T \dot{T} + K^T T = Q \quad (6.2-9)$$

gdzie  $C^T$  jest macierzą pojemności cieplnej,  $K^T$  macierzą przewodności cieplnej,  $Q$  jest wektorem obciążenia cieplnego (strumień ciepła),  $T$  jest wektorem temperatury,  $\dot{T}$  jest pochodną temperatury w czasie.

Dla problemów związanych z przepływem ciepła w stanie ustalonym powyższe równanie sprowadza się do

$$K^T T = Q \quad (6.2-10)$$

Powyższe równanie jest podobne do równania opisującego mechaniczną analizę statyczną. Równania dla sprzężonych zagadnień termo-mechanicznych przyjmują postać

$$Mu + Du + K(\ddot{T}, \dot{u}, t)u = F \quad (6.2-11)$$

$$C^T(T)\dot{T} + K^T(T)T = Q + Q^I + Q^F \quad (6.2-12)$$

W powyższych równaniach macierze: tłumienia (D), sztywności (K), pojemności cieplnej ( $C^T$ ) i przewodności cieplnej ( $K^T$ ) są zależne od temperatury.  $Q^I$  jest ciepłem wewnętrznym wytworzonym wskutek deformacji plastycznej.

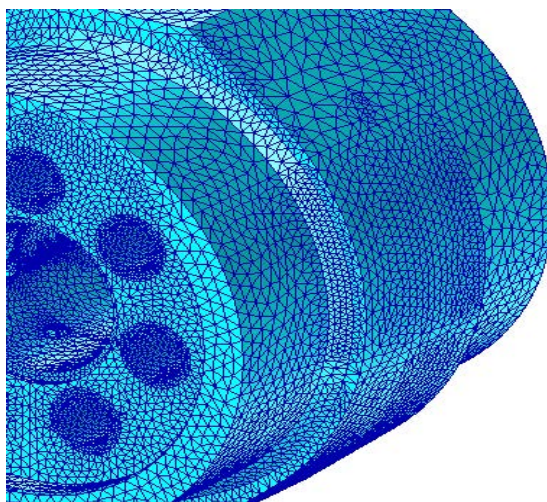
Sprzężenie pomiędzy zagadnieniem mechanicznym i termicznym powstaje dzięki zależności własności mechanicznych od temperatury i powstaniu wewnętrznego ciepła. Ostateczna postać równań dla wszystkich zagadnień opisanych powyżej po dokonaniu dyskretyzacji względem czasu to równania algebraiczne. W wypadku analizy liniowej przyjmuje się następujące założenia:

- Moduł Younga zmienia się liniowo w zakresie sprężystym, naprężenia są wprost proporcjonalne do odkształceń, a obciążenia nie przekraczają granicy plastyczności.
- Zakłada się, że nieobciążony model nie posiada naprężeń szczytkowych.
- W modelu liniowym ścieżka obciążenia jest liniowa dla wszystkich możliwych kombinacji zmiennych obciążenia i odkształcenia, a model liniowy może przejąć dowolne obciążenie i może ulec dowolnemu odkształceniu.
- Nie ma punktów krytycznych czy punktów, w których następuje zniszczenie.
- Przemieszczenia są niewielkie i stanowią podstawę, na której opierają się równania opisujące elementy liniowe (belki, płyty, powłoki oraz elementy bryłowe). To założenie przyjmuje, że przemieszczenia nie przekraczają 20 % grubości płyty. Duże przemieszczenia wymagają przeprowadzenia analizy nieliniowej.
- W analizie liniowej struktura jest w stanie równowagi statycznej. Obciążenia muszą być przyłożone powoli, aby nie wywołać zjawisk dynamicznych.

Mimo oczywistych ograniczeń model liniowy może być dobrym przybliżeniem zwłaszcza w fazie projektu wstępnego. Jedną z jego głównych zalet jest możliwość zastosowania superpozycji, jak również stosunkowo niedługi czas obliczeń.

### 6.3. Opis strukturalnego modelu korpusu pompy

Obliczenia modelu pompy dotyczą szeregu problemów związanych z projektowaniem, a w szczególności wielkości wcisku tulejek w korpus pompy, obliczeń kołowości otworów, kontaktu tulejek z tłoczkami, odkształcenia membrany pod wpływem wcisku w korpus i obciążenia jej ciśnieniem. Celem analiz wytrzymałościowych było ustalenie, czy w projektowanej konstrukcji właściwie dobrano parametry urządzenia oraz własności materiałowe. Wykonane obliczenia statyczne obejmują zarówno zakres liniowy, jak i nieliniowy. Wstępną ocenę wcisku tulejek prowadzących oraz gniazd w korpus pompy dokonano na podstawie symulacji podgrzania współpracujących ze sobą elementów. Różnice temperatur kontaktujących się ze sobą części oraz różne współczynniki rozszerzalności cieplnej materiałów, z których są one wykonane, powodują powstanie naprężeń w stykających się ze sobą elementach – symulując wcisk elementów w korpus pompy. Tego typu podejście posiada istotną zaletę z uwagi na możliwość przeprowadzenia obliczeń w zakresie liniowym. Z uwagi na symetrię elementów wchodzących w skład pompy model wykonany dla celów obliczeń Metodą Elementów Skończonych został podzielony na dwie symetryczne części, a w analizach posłużono się połówką pełnego modelu korpusu z tulejkami i gniazdami. Takie podejście umożliwiło znaczne jego uproszczenie, jak również skrócenie czasu obliczeń. Model połowy korpusu, zawierający 415000 elementów typu TETRA obejmował: stalowy korpus, brązowe tulejki prowadzące i żeliwne gniazda. Każdej z tych części przypisano odpowiednie własności materiałowe (moduł Younga, współczynnik Poisson'a, liniowy współczynnik rozszerzalności cieplnej). Kinematyczne warunki brzegowe dotyczące ustalenia modelu odzwierciedlały rzeczywiste mocowanie pompy, natomiast obciążenie ciśnieniem roboczym oleju w korpusie przyjęto jako zmienną o wartościach od 0 do 45 MPa.

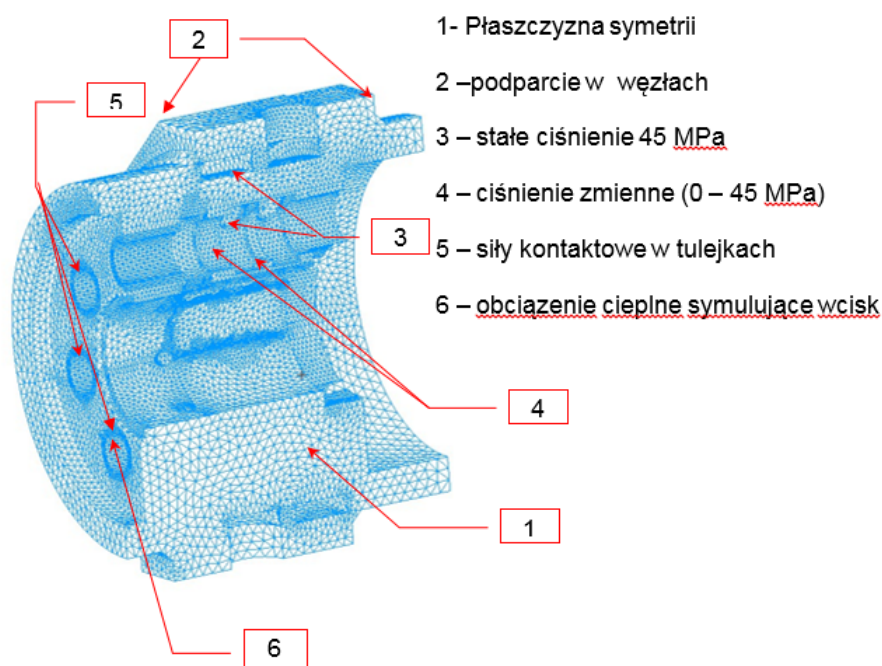


Rysunek 15 Widok dyskretyzacji modelu MES korpusu pompy

## 6.4. Warunki brzegowe

### 6.4.1 Definicja więzów kinematycznych

Na rysunku 15 pokazano w jaki sposób zostały zdefiniowane warunki brzegowe na symetrycznym modelu korpusu pompy.

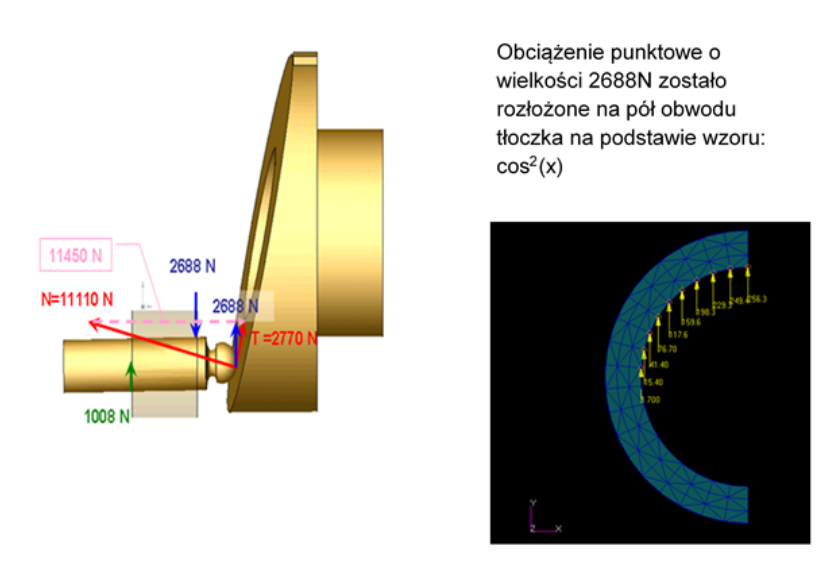


Rysunek 16 Warunki brzegowe – obciążenie

### 6.4.2 Definicja obciążenia

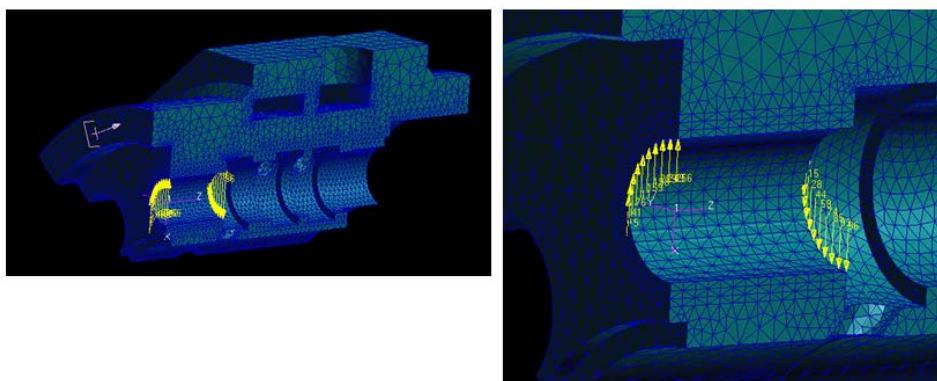
Korpus pompy PWK, jak i współpracujące z nim elementy podlegają zmiennym obciążeniom pochodzącym zarówno od sił zewnętrznych, jak i czynników występujących wewnątrz pompy (np. ciśnienie tłoczony cieczy czy temperatura będąca wynikiem pracy pompy). W czasie cyklu pracy pompy następuje interakcja pomiędzy elementami konstrukcyjnymi, jak również między strukturą pompy i tłoczoną cieczą. Wzajemne oddziaływanie elementów pompy i oleju wpływa na parametry pracy urządzenia i jego prawidłowe działanie. Analiza czynników rzutujących na pracę pompy jest niezbędnym krokiem do określenia warunków jej prawidłowego działania. Korpus pompy jest narażony na działanie niesymetrycznych naprężeń wynikających z rozkładu ciśnień w komorach roboczych. Spowodowane jest to cyklem pracy pompy, podczas którego jedna część tłoczków zasysa olej pod niskim ciśnieniem, natomiast tłoczki w komorach roboczych w symetrycznej połowie korpusu sprężają olej, powodując powstanie wysokiego ciśnienia w tej części obudowy. Ponadto narastające ciśnienie w sprężanym oleju powoduje powstanie momentu obrotowego na tłoczkach, które ukosując się w tulejkach prowadzących wchodzi z nimi w kontakt i powodują ich odkształcenia. Na rysunku 16 pokazano w jaki sposób zdefiniowano obciążenia tulejki prowadzącej tłoczek, pochodzące od zukosowanego tłoczka. Siły kontaktowe między tłoczkiem i tulejką prowadzącą zależą m.in. od kąta tarczy oporowej, który wynosił 14 °. Siły dociskające tłoczek do tarczy oporowej pochodzą od ciśnienia generowanego przez

sprężany olej. Zakładając maksymalne ciśnienie 45 MPa występujące w części komór korpusu i średnicę tłoczka równą 18 mm można obliczyć siłę wzdłużną, z jaką tłoczki dociskane są do tarczy oporowej. Tę siłę należy rozłożyć na składowe zależne od kąta nachylenia tarczy oporowej.



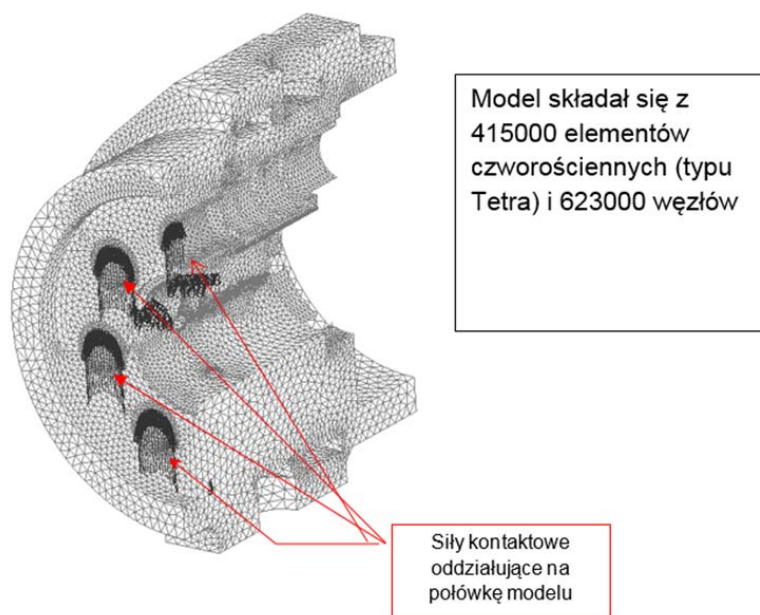
**Rysunek 17 Wyznaczanie obciążenia tulejki na podstawie rozkładu sił w pompie**

Określone analitycznie obciążenie punktowe przełożono na siły działające w obszarze styku tłoczka z tulejką i taki warunek obciążenia wprowadzono do analizy numerycznej w modelu obliczeniowym MES. Rysunek 17 ilustruje jak przyłożono siły kontaktowe między tłoczkiem i tuleją prowadzącą, dociskającą tłoczek do tulejki. Siły pochodzące z rozkładu obciążenia interpolowanego z obciążenia punktowego, przyłożono do sąsiadujących z sobą węzłów siatki elementów skończonych, przybliżających geometrię korpusu. Z uwagi na skośnie działającą siłę w przeciwnych końcach tulejki występują naprężenia kontaktowe.



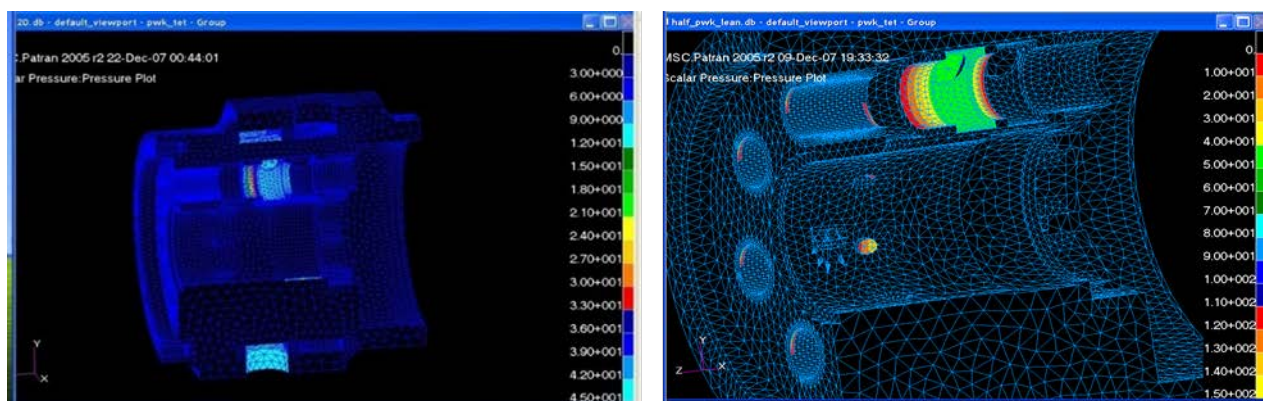
**Rysunek 18 Obciążenie tulejki wynikające z ukosowania tłoczka poddanego wysokiemu ciśnieniu**

Rysunek 18 przedstawia niesymetryczny charakter obciążenia korpusu spowodowany



**Rysunek 19** Niesymetryczne obciążenie połówek modelu

fazowością ruchu tłoczków wokół obwodu korpusu. Część komór roboczych poddana jest wysokiemu ciśnieniu oleju spowodowanego sprężaniem go przez tłoczki, natomiast w pozostałych komorach panuje niskie ciśnienie nie powodujące naprężenia w korpusie zarówno od ciśnienia, jak i obciążeń kontaktowych. Na rysunku 20 pokazano wyniki symulacji, do której przeprowadzenia użyto warunków opisanych na rysunku 19.

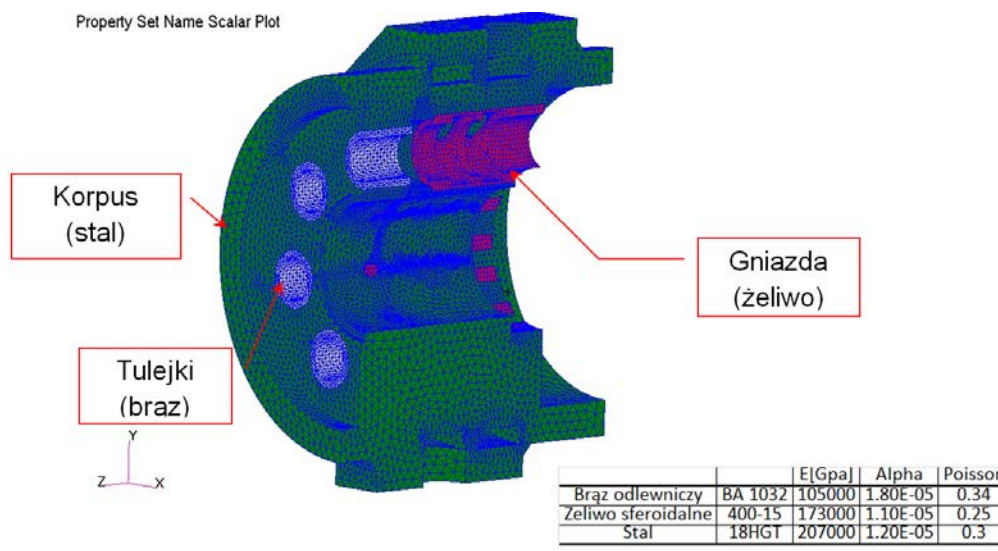


**Rysunek 20** Obciążenie korpusu ciśnieniem roboczym (rysunek po lewej) oraz korpusu ciśnieniem roboczym i tulejek naciskiem tłoczków (rysunek po prawej)

## 6.5. Własności materiałowe komponentów modelu

Do przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych niezbędne jest podanie własności materiałowych składników, które podlegają analizie. Na rysunku 20 opisano



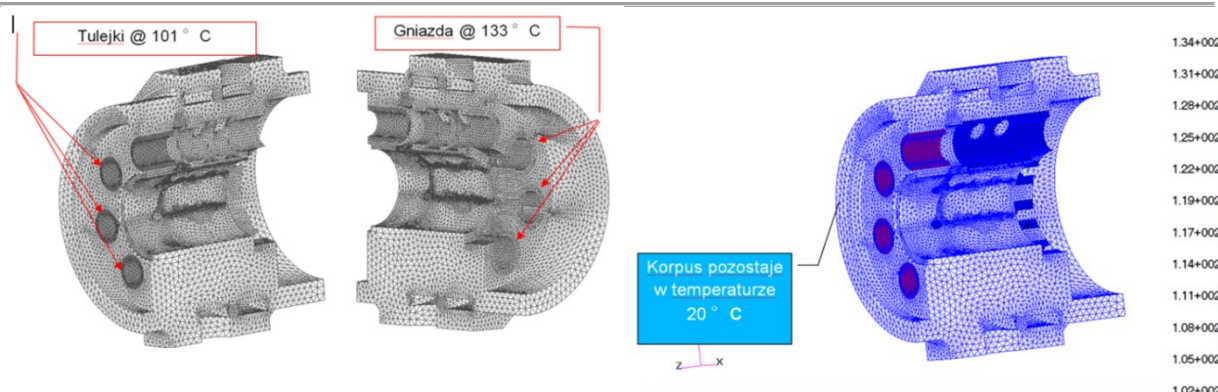


Rysunek 21 Własności materiałowe komponentów modelu

własności materiałowe urządzenia. Korpus pompy PKW wykonano ze stali, gniazda, w których przesuwają się tulejki rozdzielcze - z żeliwa sferoidalnego, a tulejki prowadzące tłoczki – z brązu. Każdy z materiałów opisano przy pomocy symbolu stopu, podano też wartości modułu odkształcalności liniowej, współczynnik rozszerzalności cieplnej oraz liczbę Poissona.

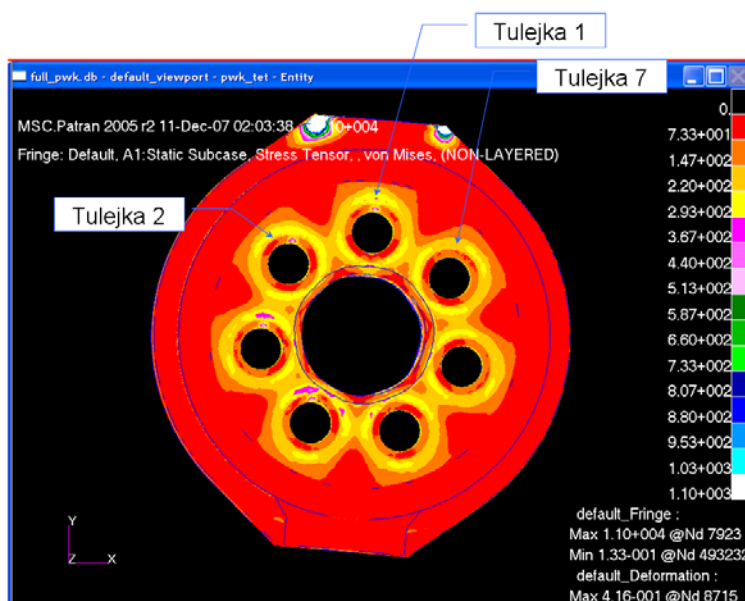
### 6.6. Obliczenia statyczne naprężeń w korpusie spowodowanych wciskiem tulejek (wcisk realizowany różnicą temperatur)

Ażeby określić stopień zniekształcenia (odchyłkę od kołowości) otworów, w które zostały wciśnięte żeliwne gniazda i brązowe tulejki, a tym samym określić naprężenia w korpusie po operacji wciśnięcia gniazd i tulei, zasympulowano wcisk elementów w korpus wykorzystując różny dla wciskanych elementów współczynnik rozszerzalności cieplnej. Znając wielkość zastosowanego pasowania (wcisku) tulejek i gniazd dobrano wielkość przyrostu temperatury wciskanych elementów tak, aby zasympulowane rozszerzanie się elementów w korpusie spowodowało odkształcenia porównywalne z tymi, wywołanymi wciskiem. W ten sposób można było określić wielkość naprężeń w okolicy wciskanych elementów. Temperatury zadane na elementach, których wcisk w korpus symulowano, były inne dla danego rodzaju elementu: mosiężne tulejki podgrzano o 81°C (z 20 °C do 101°C), a żeliwne gniazda o 112.9 °C (z 20°C do 132.9 °C). Temperaturą referencyjną była temperatura pokojowa (20 °C), którą zdefiniowano dla korpusu (rysunek 22). Dzięki temu, że model geometryczny korpusu pompy PWK był strukturą symetryczną, ostateczny model obliczeniowy dotyczył tylko jednej połowy korpusu pompy. Natomiast z uwagi na fakt, iż obciążenia korpusu nie były symetryczne, zastosowano metodę superpozycji, dzięki czemu obliczenia można było wykonać w dużo krótszym czasie. Dla bardziej przystępnej wizualizacji wyniki przedstawiono na pełnym korpusie pompy, pokazanym na kolejnych rysunkach. Rysunek 22 prezentuje całościowy obraz rozkładu naprężeń w korpusie pompy z wciśniętymi w korpus tulejkami prowadzącymi tłoczki i gniazdami.



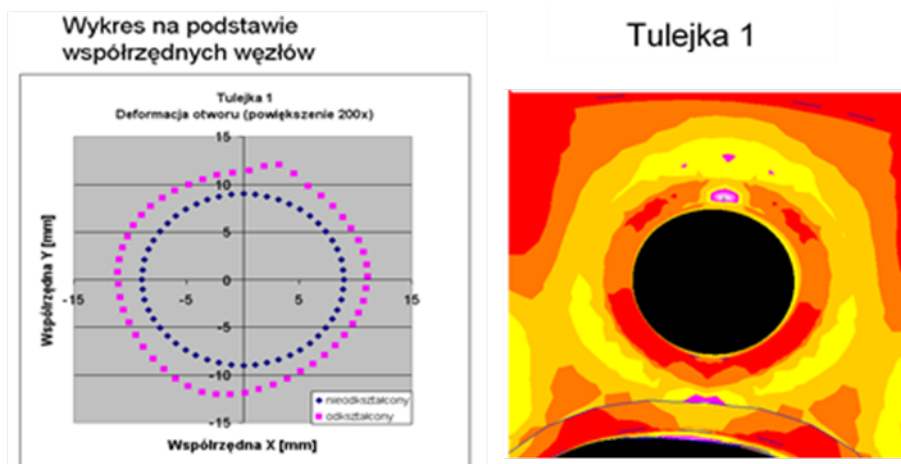
**Rysunek 22** Obciążenie symulujące wcisk tulejek oraz gniazd w korpusie przez podgrzanie ich (zadanie różnicy temperatur)

Poza obciążeniami wynikającymi z wcisku tulejek i gniazd w korpus zadano dodatkowo obciążenia tulejek siłami kontaktowymi docisku tłoczków, które pod wpływem ciśnienia roboczego oleju (od 0 do 45 MPa) przekazują się, opierając się z jednej strony o pochyloną pod kątem 14 stopnie tarczę oporową, a z drugiej strony są wypierane z korpusu przez sprężany olej i wywierają nacisk na tulejki.

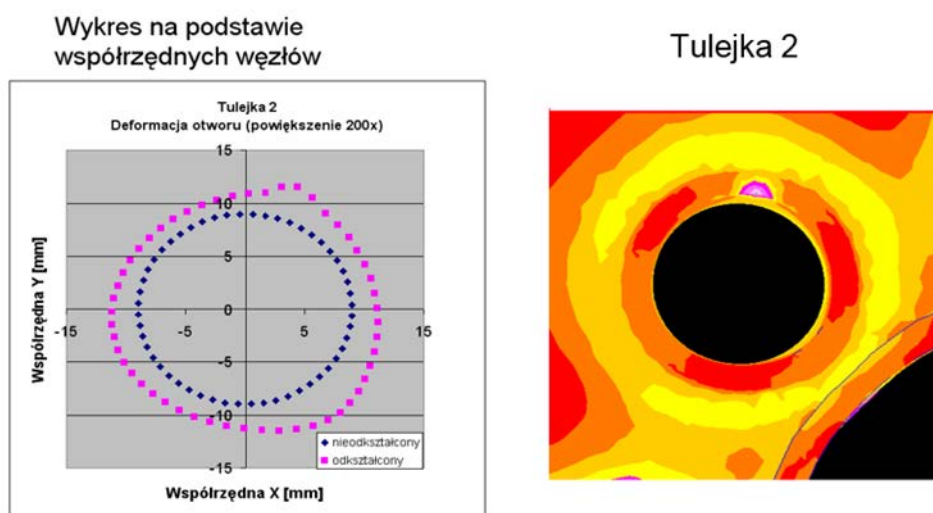


**Rysunek 23** Naprężenia zredukowane wywołane wciskiem tulejek w korpus pompy

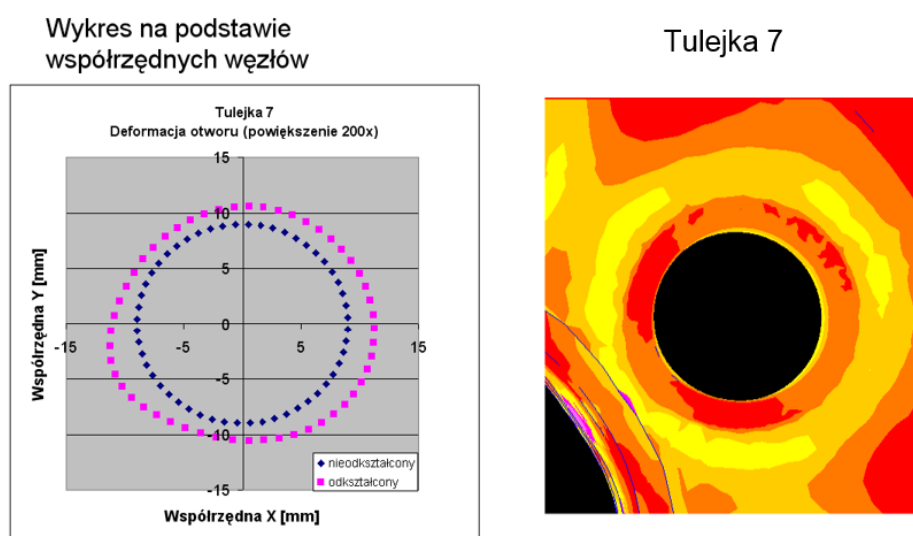
Z uwagi na swe położenie kątowe każdy z 7 otworów rozmieszczonych w korpusie pompy jest poddany innym obciążeniom roboczym, powodowanym cyklicznością pracy pompy. Obracające się tarcze oporowe, połączone z wałem napędowym ze względu na swą geometrię (zucosowanie pod kątem 14 stopni od pionu) działają na tłoczki zmieniającymi swój kierunek siłami. To z kolei wpływa na wielkość naprężeń i odkształceń w otworach tulejek prowadzących. Przeprowadzona analiza zmiany kształtu otworów została udokumentowana na poniższych rysunkach.



Rysunek 24 Porównanie kształtu otworu tulei przed i po odkształceniu

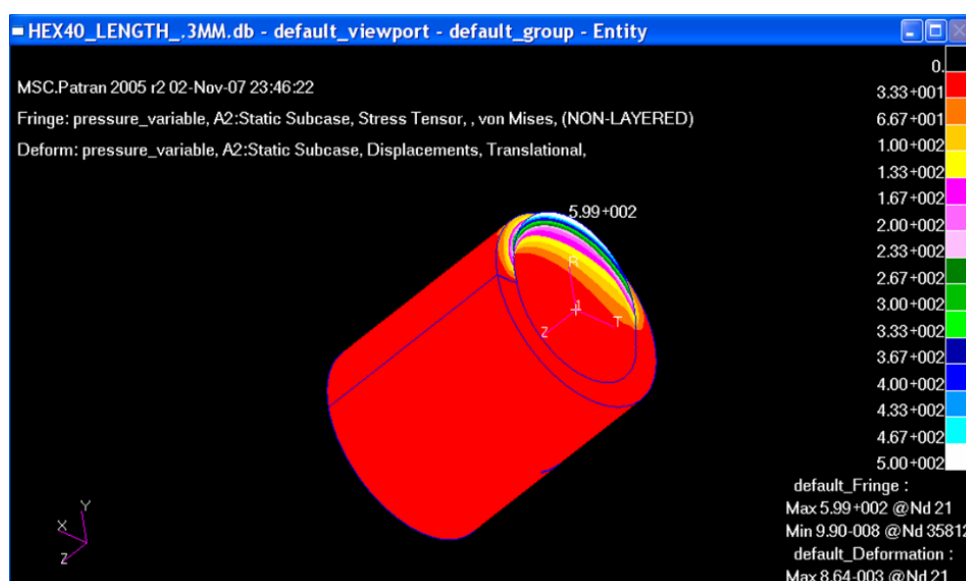


Rysunek 25 Porównanie kształtu otworu tulei przed i po odkształceniu



Rysunek 26 Porównanie kształtu otworu tulei przed i po odkształceniu

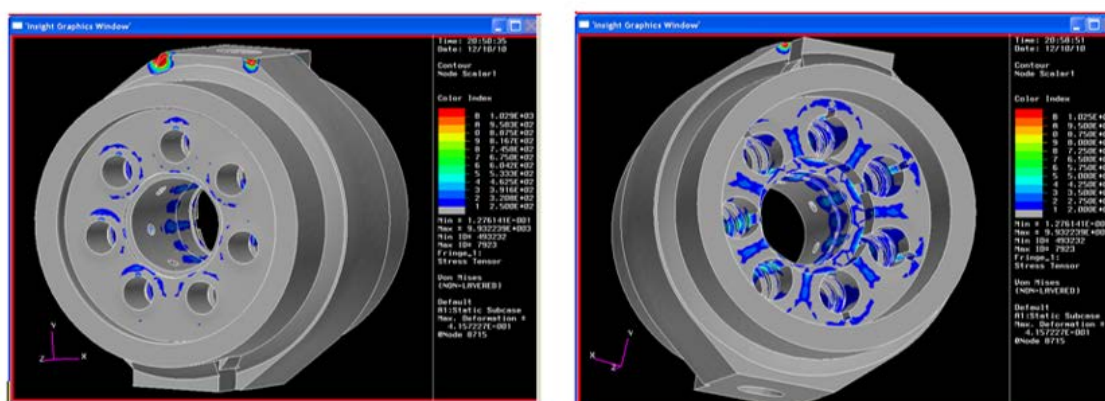
Kształt zdeformowanych otworów zależy jest od ich rozmieszczenia na obwodzie z uwagi na cykliczny charakter pracy pompy, tzn. panujące ciśnienie w komorach roboczych i oddziaływanie tłoczków na tulejki prowadzące. Wyniki przemieszczeń węzłów leżących na obwodzie każdego z otworów zostały wprowadzone do arkusza kalkulacyjnego EXCEL i przedstawione w postaci wykresu punktów symbolizujących przemieszczone węzły tworzące obrys zdeformowanego otworu. Dla porównania na wykresie przedstawiono kształt niezdeformowanego otworu, przed operacją wcisku. Analiza pozwoliła na sprawdzenie poziomu naprężeń występujących zarówno w wciskanych w korpus elementach, jak i w samym korpusie.



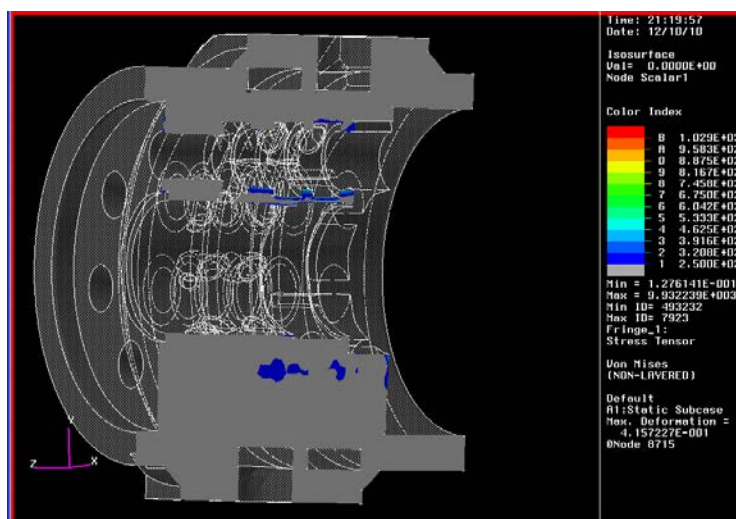
Rysunek 27 Naprężenia w tulejkach przy obciążeniu ciśnieniem symulującym kontakt

Widok z przodu

Widok z tyłu



Rysunek 28 Naprężenia zredukowane w korpusie powyżej 250 MPa



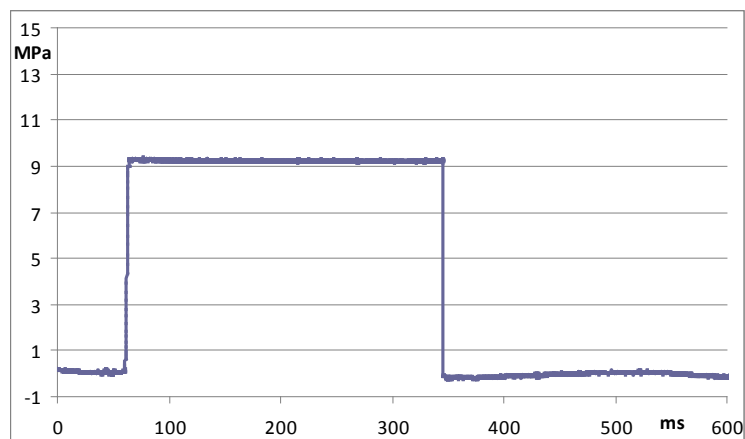
Rysunek 29 Naprężenia zredukowane w korpusie powyżej 250 MPa

Wyniki analiz wytrzymałościowych wyliczających naprężenia zredukowane w korpusie pokazały, że użyte materiały spełniają swoje zadanie i zakres odkształceń oraz naprężeń zaobserwowanych na modelu poddanym obciążeniom panującym w czasie pracy pompy są w zakresie dopuszczalnym dla konstruktorów pompy.

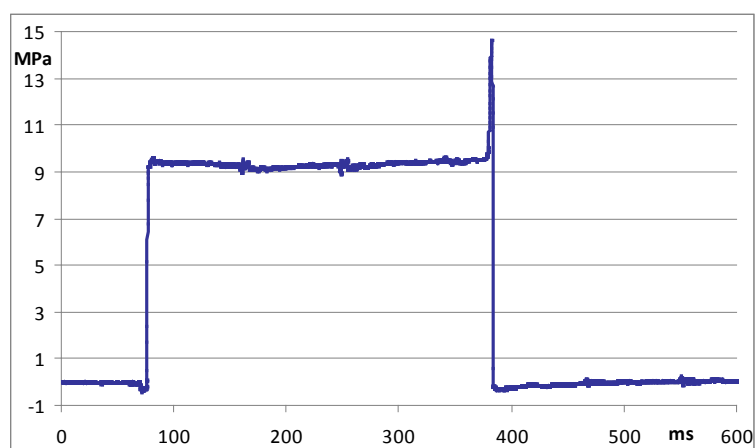
## 6.7. Obliczenia nieliniowe odkształcania się cienkościennej membrany

### 6.7.1 Opis konstrukcji membrany i jej mocowanie

W trakcie badań zauważono zjawiska dynamiczne w komorze cylindrowej w trakcie procesu przesterowania, tj. przejścia z fazy tłocznej w ssawną lub odwrotnie. W przypadku tradycyjnych pomp z rozrzędem czołowym w momentach przejścia między fazami tłoczki znajdują się w jednym z położen zwrotnych, a zatem ich prędkość jest bliska zeru. W przypadku sposobu sterowania wydajnością pompy PWK, obrót krzywki sterującej względem wału zmienia czas połączenia komór cylindrowych z kanałami ssawnym i tłocznym. Kinematyka tłoczków pozostaje natomiast niezmienną, co wynika ze stałego kąta nachylenia tarcz oporowych. W wyniku tego w momentach przejścia komory z fazy ssania w fazę tłoczenia lub odwrotnie, tłoczki wykonują ruch względem siebie, a zatem zmienia się objętość komory cylindrowej. Przejście tulei rozrzędu przez mostek powoduje czasowe odcięcie komory cylindrowej od obu kanałów pompy. Rezultatem są niebezpieczne skoki ciśnienia w komorze cylindrowej oraz podwyższona emisja hałasu, przy czym nasilenie tych zjawisk zależy od nastawy wydajności pompy (kąta obrotu krzywki), prędkości obrotowej i lepkości tłocznej cieczy. Rysunki 30 i 31 przedstawiają przebiegi zmian ciśnienia w komorze cylindrowej pompy zarejestrowane przy prędkości 100 obr/min i ciśnieniu w kanale tłocznym ok. 9 MPa. Przy nastawie 100% wydajności (rysunek 30) przebieg ten ma prawie idealny prostokątny kształt. Obrót krzywki w położenie odpowiadające nastawie 20%

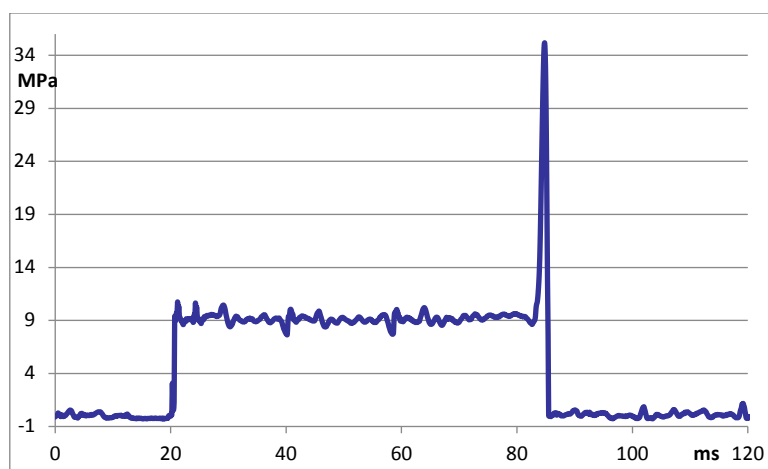


Rysunek 30 Przebieg zmian ciśnienia w komorze dla  $n=100$  obr/min i nastawy 100%. [37]



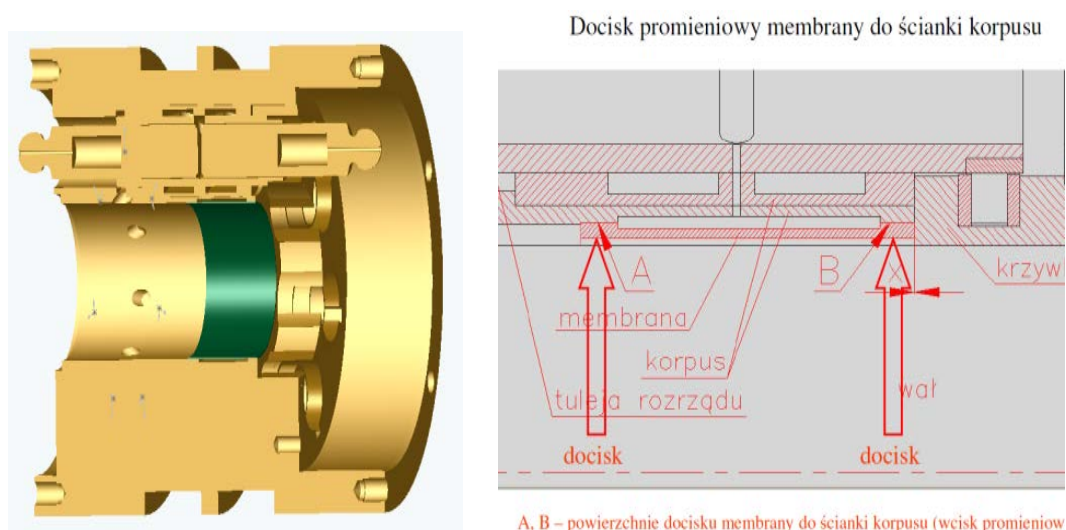
Rysunek 31 Przebieg zmian ciśnienia w komorze dla  $n=100$  obr/min i nastawy 20%. [37]

wydajności pompy pociąga za sobą pojawienie się pików ciśnienia o amplitudzie ok. 5 MPa, występujących pod koniec fazy tłocznej (rysunek 31).



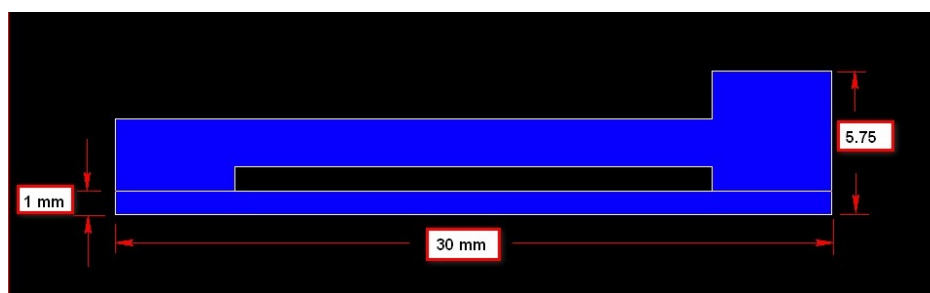
Rysunek 32 Przebieg zmian ciśnienia w komorze dla  $n=500$  obr/min i nastawy 20% [37]

Wzrost prędkości obrotowej do 500 obr/min przy niezmiennych pozostałych parametrach pracy pompy (nastawa 20%, ciśnienie tłoczenia 9 MPa) spowodował, że amplituda pików ciśnienia wzrosła do ok. 26 MPa (rysunek 32). Wzrost prędkości do 1000÷1500 obr/min spowodowałyby tak znaczny wzrost amplitudy pików, że mogłyby one doprowadzić do uszkodzenia elementów badanej pompy. Jako rozwiązanie problemu zaproponowano zastosowanie komory kompensacyjnej o sprężystej ściance. Komorę tworzy wybranie w wewnętrznej stronie korpusu na pełnym jego obwodzie i mającym szerokość 20 mm. To wgłębienie jest ograniczone zewnętrzną ścianką wciśniętej w korpus pompy tulejki o grubości ścianki wynoszącej 1 mm. Wpasowana w korpus tulejka ma odpowiedni luz nad obracającym się pod nią wałem napędowym. Przestrzeń utworzona z jednej strony przez rowek w korpusie, a z drugiej przez elastyczną tuleję, posiada otwory łączące komorę kompensacyjną z komorami roboczymi, w których generowane jest ciśnienie. W momencie, gdy dana komora robocza jest odłączona od obu kanałów pompy, niskiego, czy wysokiego ciśnienia, następuje chwilowe połączenie ze znajdującą się w centrum korpusu komorą kompensacyjną, która pochłania dodatkową objętość oleju, zmniejszając w ten sposób skok ciśnienia, lub oddaje nadmiar oleju do komory roboczej znajdującej się pod niskim ciśnieniem. Ponieważ komora kompensacyjna łączy się w czasie cyklu ze wszystkim komorami roboczymi, może ona w ten sposób redukować skoki ciśnienia we wszystkich komorach cylindrowych. Do weryfikacji zaproponowanego rozwiązania posłużono się symulacją opisanego zjawiska przy pomocy programu wykorzystywanego w obliczeniowej mechanice płynów. W pierwszej fazie obliczeń skoncentrowano się na analizie wytrzymałościowej membrany poddanej naprężeniom pochodzącym z wcisku tulejki w korpus oraz ciśnienia panującego w sprężanym przez pompę oleju. Wykonano obliczenia w zakresie nieliniowym na modelu osiowoosymetrycznym membrany. Poglądowy model membrany pokazuje rysunek 33.

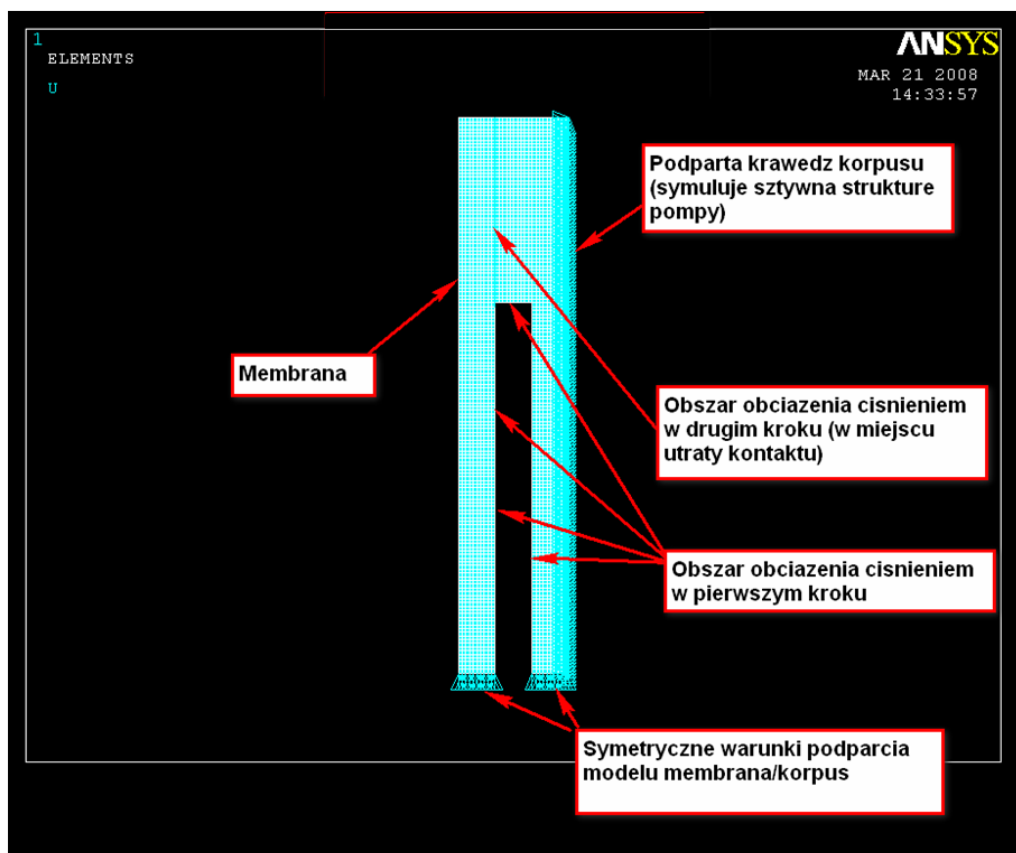


**Rysunek 33** Szkic konstrukcyjny membrany i komory kompensacyjnej

Rozpatrywano różne wielkości wcisku dla membrany o grubości 1 mm i maksymalnym ciśnieniu w pompie równym 45 MPa. Warunki podparcia i obciążenie modelu membrany widoczne są na rysunku 34. Uwzględniano różne wartości wcisku membrany, badając zależność utraty kontaktu tulejki z korpusem od wielkości wcisku promieniowego, przy założonym ciśnieniu panującym w komorze roboczej, równym 45 MPa. Obliczenia prowadzono w kilku krokach, najpierw zadając wcisk promieniowy, a następnie dodając kolejne obciążenie w postaci maksymalnego ciśnienia panującego w pompie i działającego na membranę, stwarzając w ten sposób warunki do zbadania utraty kontaktu membrany z korpusem przy obciążeniu maksymalnym ciśnieniem roboczym.



Rysunek 34 Wymiary modelu osiowosymetrycznego membrany



Rysunek 35 Model osiowosymetryczny zespołu membrana korpus

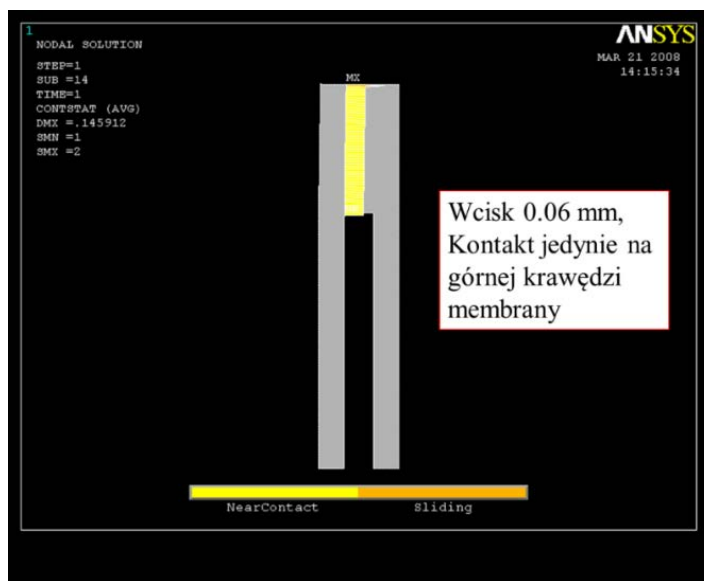
Analizę kontaktową definiują elementy CONTA172. Te elementy stosuje się do zamodelowania kontaktu i poślizgu między powierzchnią "docelową" i inną



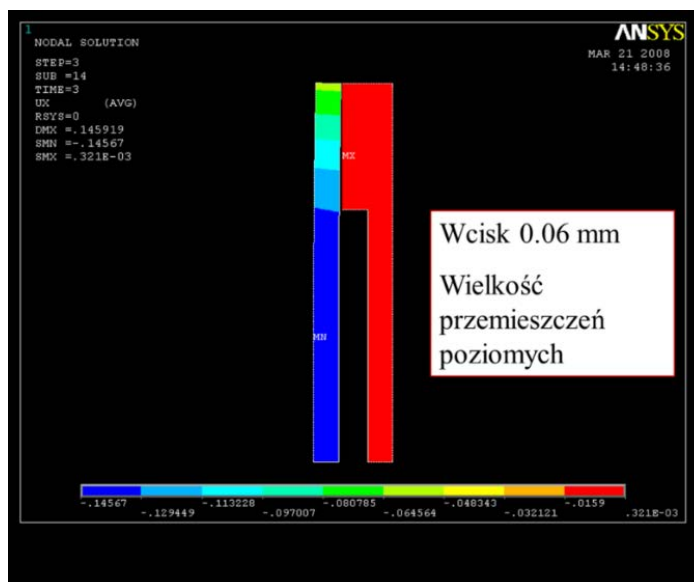
powierzchnią odkształcalną. Element posiada 2 stopnie swobody w każdym węźle: translacje w kierunku x oraz y. Kontakt wystąpi wtedy, gdy element powierzchni "docelowej" zostanie spenetrowany przez element z pary kontaktowej.

### 6.8. Wyniki obliczeń modelu osiowosymetrycznego

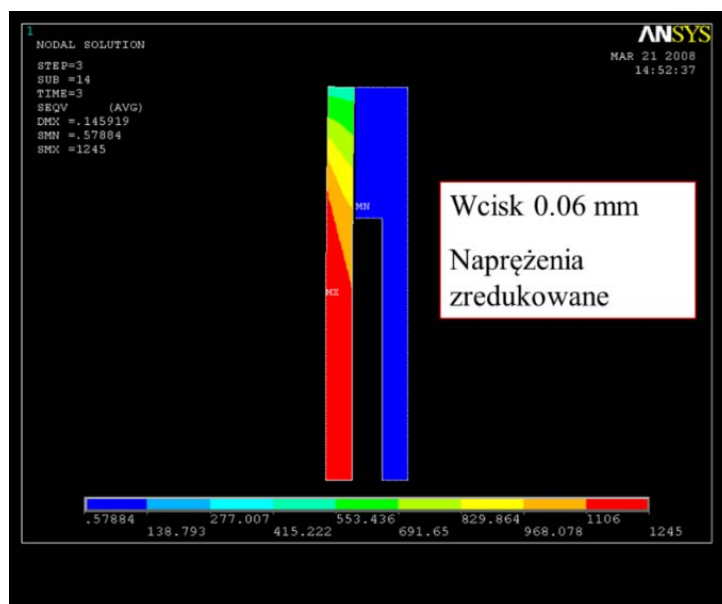
Na poniższych rysunkach pokazano wyniki otrzymane po przeprowadzeniu analizy osiowosymetrycznego modelu tulei wciśniętej w korpus pompy z wciskiem 0.06 mm.



Rysunek 36 Kontakt membrany z korpusem przy obciążeniu membrany ciśnieniem 45 MPa



Rysunek 37 Wielkość przemieszczenia membrany w korpusie pod wpływem obciążenia



**Rysunek 38** Wielkość naprężeń zredukowanych w membranie pod obciążeniem

Zweryfikowanie poprawności wyników przy pomocy oszacowania naprężeń obwodowych pozwala uzyskać wartość w przybliżeniu odpowiadającą wynikowi otrzymanemu z analizy jako

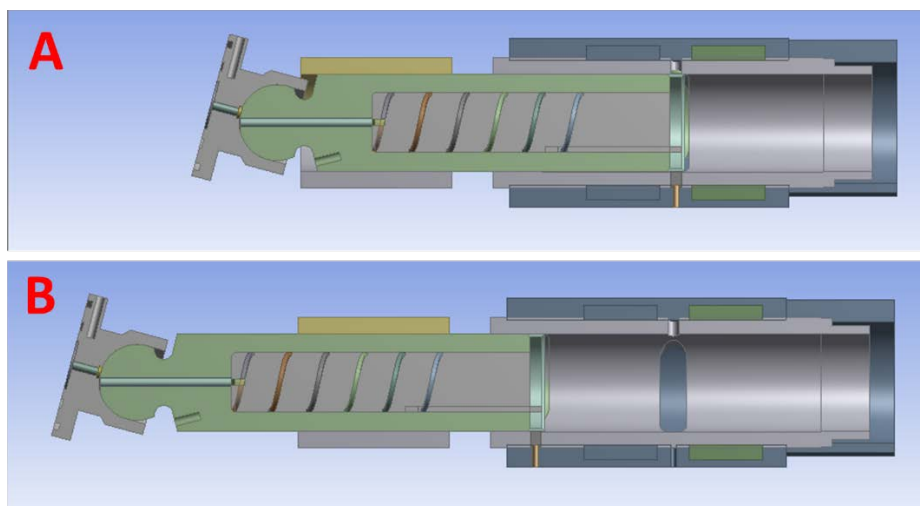
$$\sigma_h = \frac{p * d}{2 * t} \quad (6.8.1)$$

gdzie  $\sigma_h$  oznacza naprężenia obwodowe [MPa],  $p$  ciśnienie w komorze kompensacyjnej [MPa],  $d$  wewnętrzną średnicę tulejki [m],  $t$  grubość ścianki tulejki [m]. Przyjmując  $p = 45$  MPa,  $d = 53$  mm,  $t = 1$  mm otrzymujemy  $\sigma_h = 1192$  MPa.

Wyniki analizy wykazały, że zaproponowana wielkość wcisku (0.06 mm) tulei w korpus, przy założonej grubości ścianki tulei (1 mm) wymaga zastosowania wysokowytrzymałej stali, np. stali z wielokrotnym umocnieniem (stal martenzytyczna/maraging steel).

## 6.9. Obliczenia kontaktowe tłoczka z tulejkami prowadzącymi

Zadaniem postawionym przez konstruktora było określenie kąta zukosowania tłoczka i przemieszczenie promieniowe końca tłoczka w tulei rozrządu w zależności od wielkości wysunięcia tłoczka z tulei. Sprowadzało się to do rozpatrzenia przypadków położenia tłoka pokazanych na poniższym rysunku.



Rysunek 39 Dwa przypadki obliczeń dla skrajnych położen tłoczka:  
A- tłoczek wsunięty, B-tłoczek wysunięty

## 6.10. Opis teoretyczny kontaktu

Symulacja wielu zjawisk fizycznych wymaga konieczności uwzględnienia zjawisk kontaktowych. Dotyczy to wcisku elementów, gumowych uszczelki, zderzeń, procesów wytwórczych i innych zjawisk. Analiza kontaktu jest operacją skomplikowaną z uwagi na fakt śledzenia ruchu wielu ciał geometrycznych, a po uzyskaniu kontaktu - ruchu spowodowanego wzajemnym oddziaływaniem tych ciał. Analiza kontaktu uwzględnia tarcie między powierzchniami kontaktowymi, a również tam gdzie to ma miejsce - przepływ ciepła między nimi. Celem analizy numerycznej jest określenie ruchu ciał, zadanie ograniczenia uniemożliwiającego penetrację oraz zadanie właściwych warunków brzegowych charakterystycznych dla tarcia i przepływu ciepła. Zjawiska kontaktowe można sklasyfikować następująco:

- kontakt między ciałami odkształcalnymi (2D oraz 3D)
- kontakt między ciałem odkształcalnym i sztywnym (2D oraz 3D)
- kontakt "nierozzerwalny" (2D oraz 3D) – powiązanie z sobą ciał odkształcalnych lub sztywnego i odkształcalnego

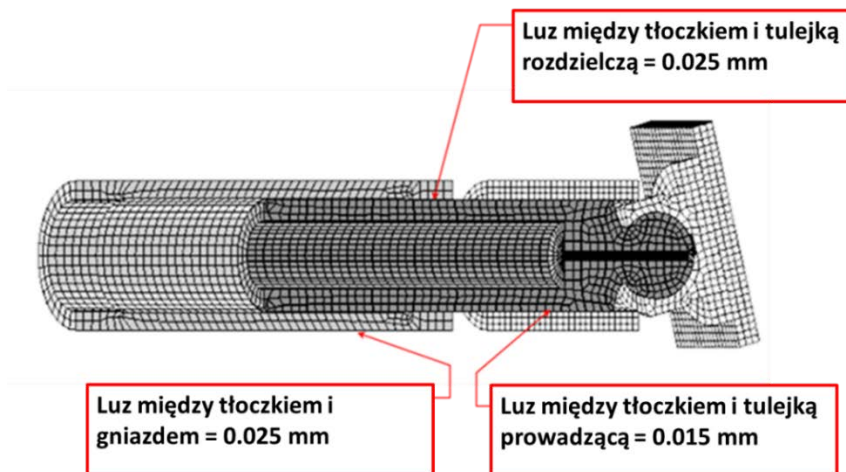
Ciała sztywne modelowane są za pomocą krzywych (2D) lub powierzchni (3D). Ciała odkształcalne mogą wchodzić w kontakt z ciałami sztywnymi, ale kontakt między ciałami sztywnymi nie jest możliwy. W przypadku ciał sztywnych ważna jest sprawa ustalenia, która strona ciała sztywnego jest zewnętrzną, a która wewnętrzną. W przypadku sztywnych ciał dwuwymiarowych wewnętrzną stroną ciała sztywnego definiuje się przy

---

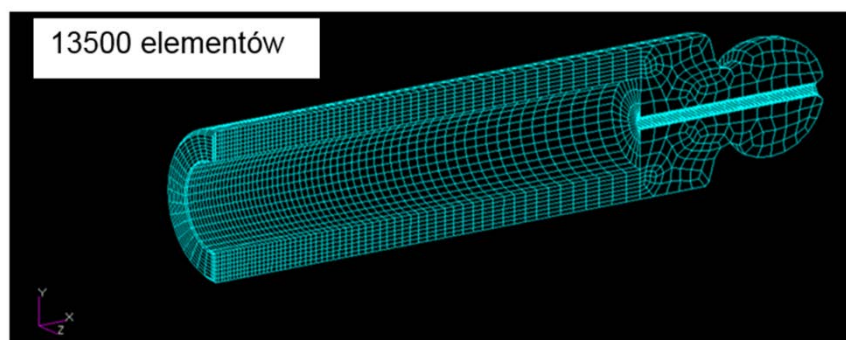
pomocy reguły prawej dłoni. Ciało sztywne może być opisane jako zbiór ograniczających je powierzchni. Podczas procedury wykrywania kontaktu położenie każdego z węzłów potencjalnie wchodzących w kontakt jest sprawdzane z uwagi na bliskość obszaru, w którym zachodzi kontakt. Takim obszarem kontaktowym mogą być krawędzie innych dwuwymiarowych ciał odkształcalnych, powierzchnie zewnętrzne przestrzennych ciał odkształcalnych czy krawędzie lub powierzchnie tworzące ciało sztywne. Z założenia każdy węzeł może wejść w kontakt z innym obszarem kontaktowym, łącznie z tymi, które reprezentują ciało, do którego dany węzeł należy. Ażeby uprościć procedurę sprawdzania, które z obszarów kontaktowych mogą ze sobą wejść w kontakt, stosuje się tabelę definiującą obszary kontaktowe i możliwe kombinacje kontaktu. Często chodzi o wskazanie i wyeliminowanie ciała, które nie może wejść w kontakt z samym sobą. Podczas iteracyjnego procesu ustalania kontaktu, sprawdza się ruch węzła pod kątem zagłębienia się przez niego w powierzchnię, czyli przekroczenia obszaru kontaktu. Aby przyspieszyć proces sprawdzania kontaktu używa się do tego dedykowanych algorytmów. Jednym z nich jest algorytm sprawdzający, czy dany węzeł znajduje się niedaleko obszaru kontaktu. Jeśli tak jest, wówczas sięga się po bardziej zaawansowane techniki ustalające dokładny stan kontaktu węzła. Podczas procesu wchodzenia w kontakt, jest mało prawdopodobne, aby węzeł wszedł dokładnie w kontakt z powierzchnią. W związku z tym każda powierzchnia mogąca wziąć udział w kontakcie ma przypisaną tolerancję kontaktu. W pracy do analizy kontaktowej wykorzystano procedury Newmark-beta oraz procedurę pojedynczego kroku Houbolta, które mają możliwość stosowania zmiennego kroku całkowania, a jeśli użytkownik zada stały krok, wówczas ten krok jest dzielony przez algorytm, aby spełnić warunki kontaktu. Dla większości zagadnień z dynamicznym wchodzeniem w kontakt rekomendowana jest metoda pojedynczego kroku Houbolta, z uwagi na rozproszenie wysokich częstotliwości. Pomaga ona uniknąć problemów numerycznych spowodowanych przez wywołane kontaktem oscylacje o wysokiej częstotliwości. W analizie dynamicznej do warunku zachowania energii dodatkowo dochodzi warunek zachowania momentu pędu. Poza ograniczeniami dotyczącymi przemieszczeń, nakłada się dodatkowe ograniczenia na prędkość i przyspieszenie węzłów kontaktowych, z wyjątkiem metody pojedynczego kroku Houbolta. Gdy węzeł wchodzi w kontakt ze sztywną powierzchnią, nadaje mu się prędkość i przyspieszenie tej powierzchni w kierunku normalnym. Sztywne powierzchnie traktuje się, tak jakby miały one nieskończoną masę, a stąd nieskończony moment pędu. Użyte pliki wynikowe zawierają dane dotyczące zarówno ciał odkształcalnych, jak i ciał sztywnych. Dotyczą one przemieszczeń, odkształceń, naprężeń i parametrów dotyczących zachowania niesprężystego, jak odkształceń plastycznych czy pełzania. Poza siłami reakcji można odczytać siły kontaktowe i siły tarcia wywierane na ciało przez inne ciała z którymi było ono w kontakcie. Można określić miejsce kontaktu oraz jego status, a także siłę wynikową spowodowaną kontaktem z ciałem odkształcalnym, czy też siłę lub moment działający na ciało sztywne. Moment oblicza się w stosunku do środka masy ciała sztywnego, zdefiniowanego przez użytkownika. Możliwe jest przedstawienie sił w czasie całego procesu kontaktu. Zbiory wynikowe zawierają informacje kiedy dany węzeł wszedł w kontakt, jakie ciało znajduje się w kontakcie, kiedy nastąpiło wyjście z kontaktu,

przemieszczenia w lokalnym układzie współrzędnych i wielkość siły kontaktowej w lokalnym układzie współrzędnych.

### 6.11. Kontakt między odkształcalnym tłoczkiem i sztywnymi tulejkami



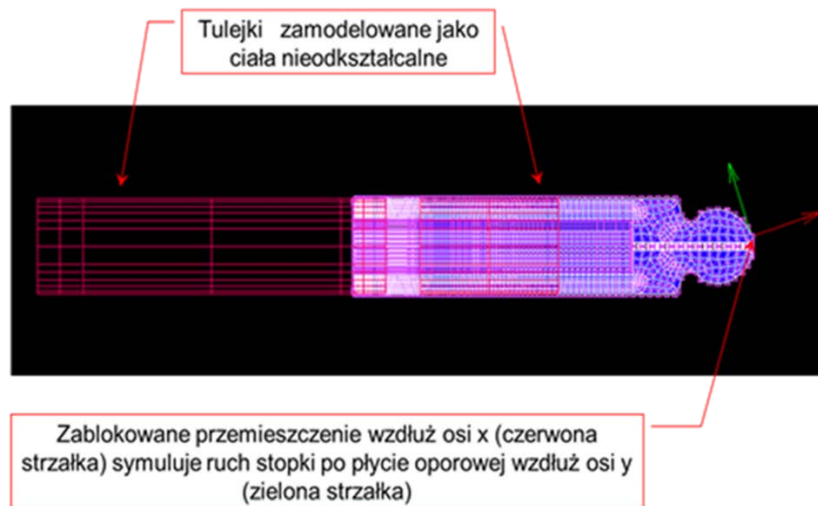
Rysunek 40 Model tłoczka, tulejek, stopki i tarczy oporowej wraz z luzami konstrukcyjnymi



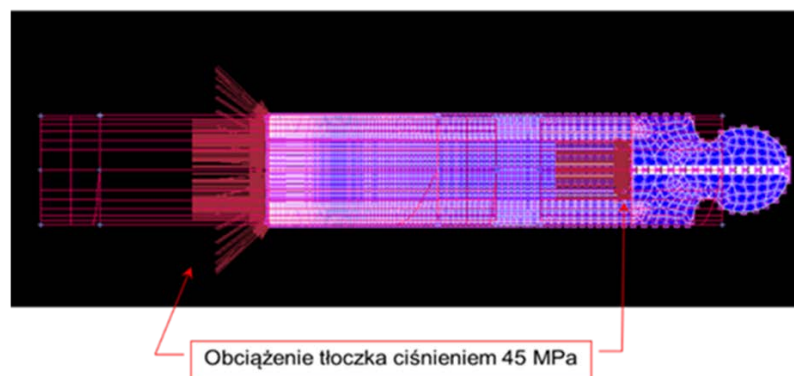
Rysunek 41 Trójwymiarowy model tłoczka z zachowaniem jego symetrii



Rysunek 42 Przypadek 1 - Tłoczek wsunięty w korpus

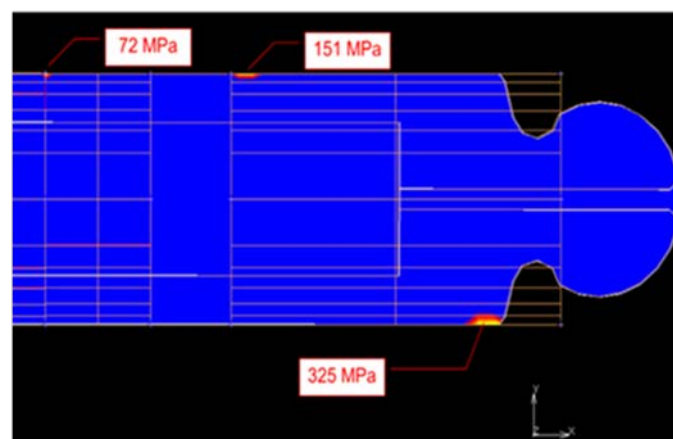


Rysunek 43 Przypadek 2 – Tłoczek wysunięty



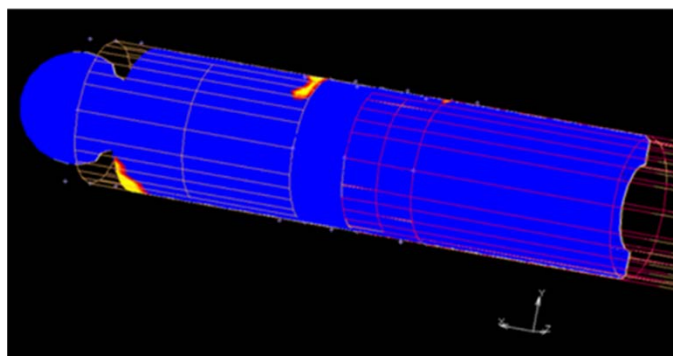
Rysunek 44 Kontakt - Obciążenie tłoczka ciśnieniem 45 MPa

### Przypadek 1 - Tłoczek wsunięty



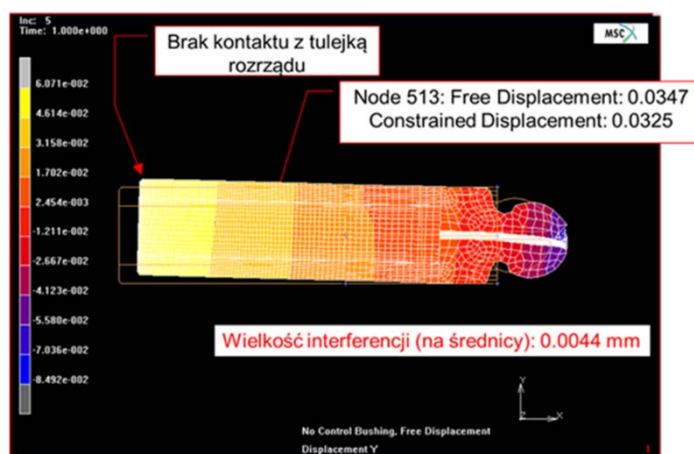
Rysunek 45 Wielkość naprężeń promieniowych w punktach styku tłoczka z tulejkami

## Przypadek 1 - Tłoczek wsunięty



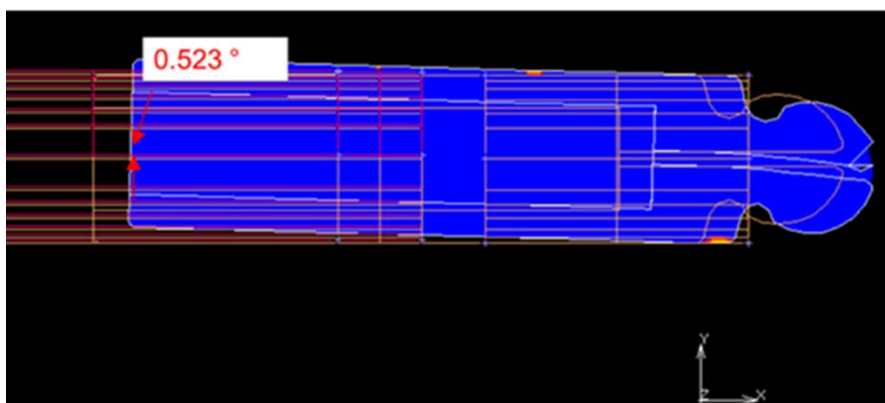
Rysunek 46 Rozkład naprężeń kontaktowych tłoczka z tulejkami

## Przypadek 1 - Tłoczek wsunięty

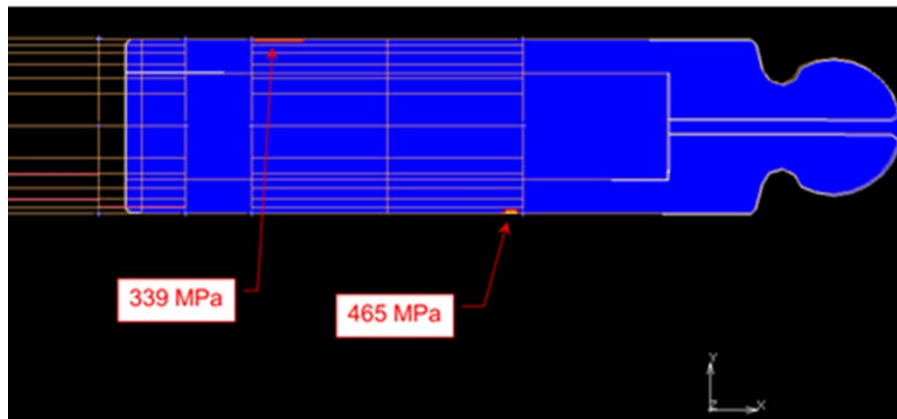


Rysunek 47 Przemieszczenia promieniowe tłoczka

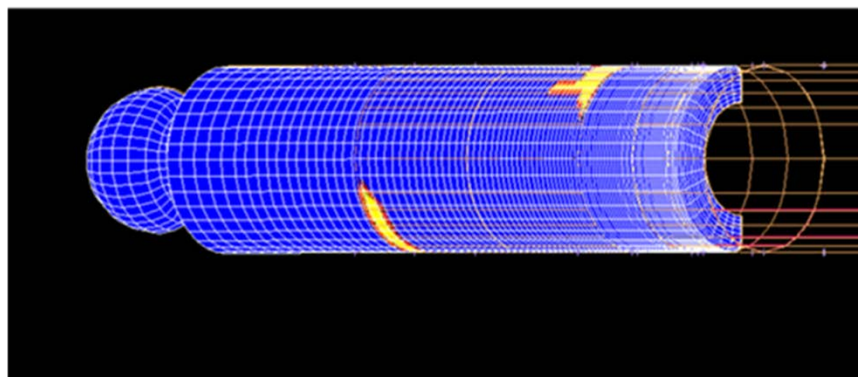
## Przypadek 1 - Tłoczek wsunięty



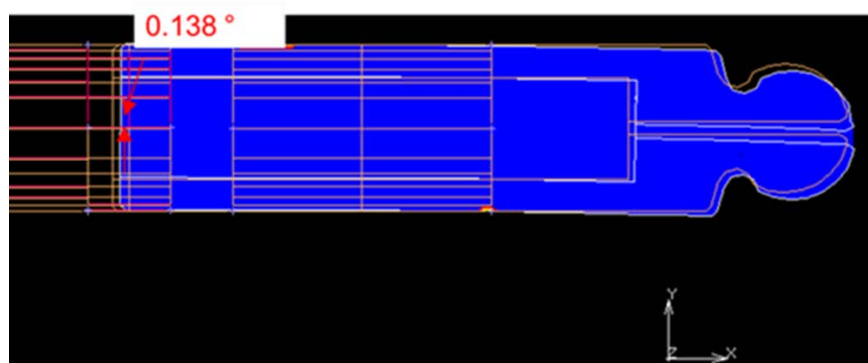
Rysunek 48 Wielkość kąta zukosowania tłoczka od osi poziomej

**Przypadek 2 - Tłoczek wysunięty**

Rysunek 49 Wielkość naprężeń promieniowych (w osi y) w punktach styku tłoczka z tulejkami

**Przypadek 2 - Tłoczek wysunięty**

Rysunek 50 Rozkład naprężeń kontaktowych tłoczka z tulejką wciśniętą w korpus –brak kontaktu z tulejką rozrządu

**Przypadek 2 - Tłoczek wysunięty**

Rysunek 51 Wielkość kąta zukosowania tłoczka od osi poziomej



Z analizy powyższych 2 przypadków kontaktu tłoczka z tulejkami wynikają następujące wnioski:

- Kontakt tłoczka z tulejką rozrządu następuje tylko w przypadku 1 (tłoczek wsunięty)
- Z uwagi na wielkość interferencji (.004 mm) kontaktowi zapobiec może zacieśnienie tolerancji wykonania tłoczka/tulejki rozrządu

## 7. Obliczenia kinematyczne zespołu pompy

### 7.1. Krótki opis dynamiki układów wieloczołonowych

W celu przeprowadzenia dynamicznej analizy układu wieloczołonowego należy zadbać, aby wszystkie siły działające na układ (w tym siły bezwładności, siły zewnętrzne, itd.) równoważyły się. Na tym warunku zasadzają się równania ruchu odnoszące się do energii kinetycznej i potencjalnej układu. Sformułowania równań ruchu oparto na równaniu Eulera-Lagrange'a i wykorzystano do przeprowadzenia analizy kinematycznej pompy PWK. Metoda Lagrange'a jest metodą opisu układów dynamicznych i opiera się na analizie przemian energetycznych wewnątrz układu. Metoda powstała na gruncie mechaniki teoretycznej, lecz stosując pewne interpretacje poszerzające można ją wykorzystać w modelowaniu układów nie tylko mechanicznych ale i np. elektrycznych. Metoda znajduje zastosowanie wtedy, gdy modelowaniu podlegają układy dynamiczne elektromechaniczne czyli takie, w których medium przenoszącym informacje są ruch masy, ruch cieczy, gazu czy też nośników prądu.

Dla ruchu na płaszczyźnie energia kinetyczna ciała sztywnego jest zdefiniowana przez

$$T = \frac{1}{2}(m\dot{x}^2 + m\dot{y}^2 + I\dot{\theta}^2) \quad (7.1-1)$$

gdzie  $(x,y)$  jest położeniem środka masy w stałym prostokątnym układzie współrzędnych, a  $\theta$  oznacza orientację (kąt) ciała na płaszczyźnie, mierząc od poziomej osi  $x$ . Ciało posiada masę  $m$  i bezwładność obrotową  $I$  względem swego środka masy. Przyjmując, że oś  $y$  jest skierowana pionowo, energia potencjalna podana jest następująco

$$V = mgy \quad (7.1-2)$$

gdzie  $g$  jest przyspieszeniem ziemskim. Różnicę między energią kinetyczną i potencjalną nazywa się Lagranżianem układu dynamicznego i określa wzorem

$$L = T - V \quad (7.1-3)$$

Dla układów wielocłonowych Lagranżian definiuje się jako

$$L = \sum_{j=1}^N T_j - V_j \quad (7.1-4)$$

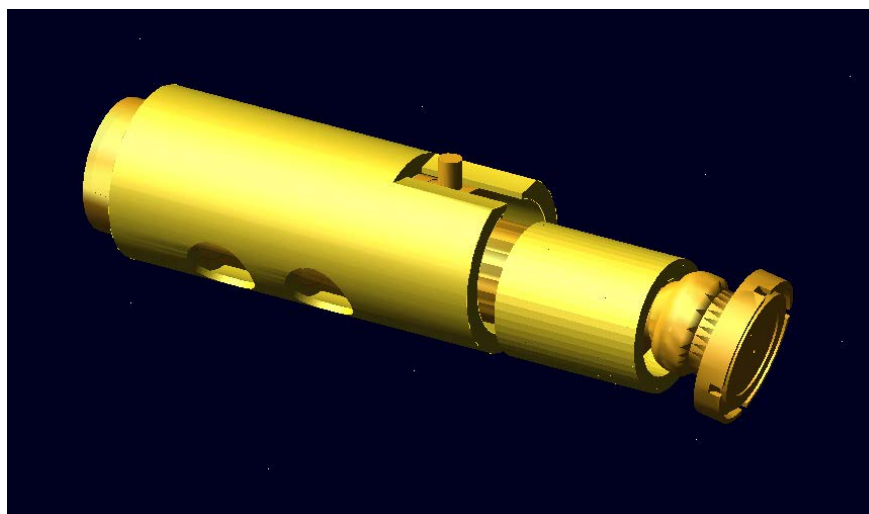
gdzie  $T_j$  i  $V_j$  oznaczają energię kinetyczną i potencjalną każdej z  $N$  części tworzących system. Gdy na układ działają siły zewnętrzne  $Q_i$ , wówczas równanie ruchu Lagrange'a przybierze postać

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} + \phi_q^T \lambda = Q \quad (7.1-5)$$

gdzie  $q$  oznacza wszystkie współrzędne części układu (współrzędne uogólnione),  $\phi$  jest funkcją stratności Rayleigh'a.  $Q$  jest kolumnową macierzą reprezentującą siły zewnętrzne działające na układ. Siły zewnętrzne są zrównoważone trzema składowymi po lewej stronie równania ruchu Lagrange'a: człon  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right)$  oznacza przyspieszenie części układu, człon  $\frac{\partial L}{\partial q}$  oznacza siły zachowawcze (potencjalne), a  $\phi_q^T \lambda$  oznacza więzy kinematyczne, a  $\lambda$  macierz kolumnową mnożników Lagrange'a.

## 7.2. Opis modelu kinematycznego pompy PWK

Model kinematyczny pompy PWK oparto o geometrię zaimportowaną w postaci brył opisanych w formacie PARASOLID. Elementy pompy zdefiniowano jako bryły sztywne, które powiązane były ze sobą określonymi zależnościami kinematycznymi. (takimi jak: rodzaj stopni swobody, kierunek i rodzaj ruchu, prędkość obrotową wału). W wyniku analizy otrzymano wielkość prędkości wzdłużnej tłoczków i tulejki rozrządu oraz ich przyspieszenia w trakcie pełnego obrotu wału.



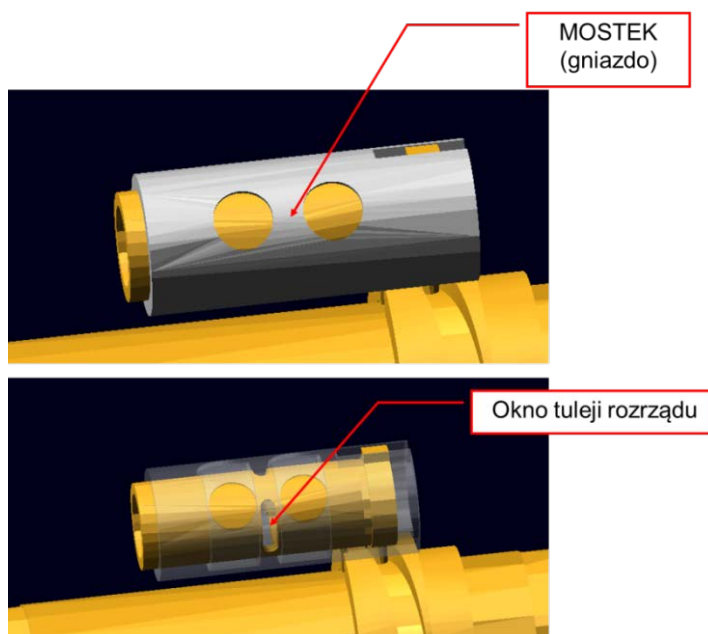
Rysunek 52 Model zespołu tłoczka i tulejki prowadzącej

Na rysunku 53 przedstawiono zespół tłoczka, który stanowił fragment całego modelu kinematycznego pompy PWK. Zamodelowane części zostały wyposażone w więzy kinematyczne, które umożliwiły zasymulowanie ruchu elementów, odpowiadającego rzeczywistemu cyklowi pracy pompy. Dzięki temu można było przeprowadzić szczegółową analizę ruchu, która została udokumentowana animacją oraz wykresami parametrów ruchu części modelu pompy. Na rysunku 54 pokazano uproszczony model



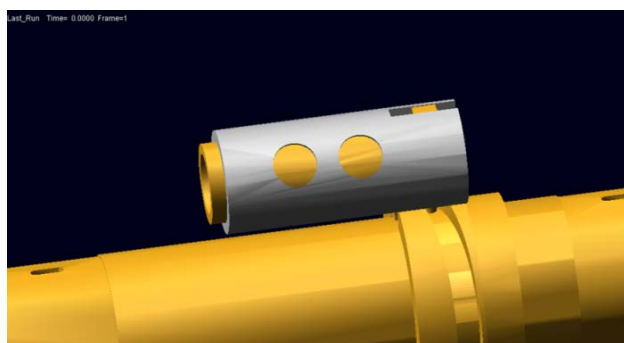
Rysunek 53 Uproszczony model kinematyczny pompy

całej pompy, zawierający wszystkie ruchome części urządzenia.

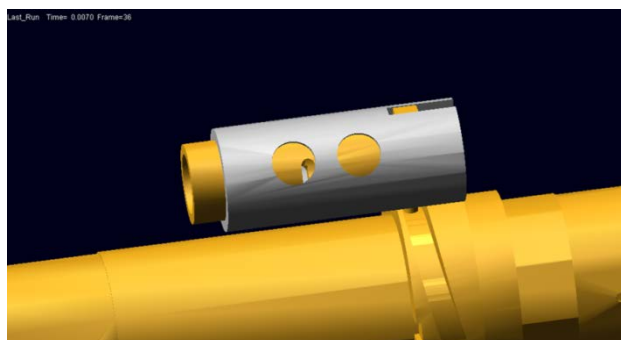


Rysunek 54 Tuleja rozrządu sterująca ciśnieniem w gnieździe

Celem analizy było uzyskanie informacji dotyczącej szczegółów ruchu, prędkości przesuwu poszczególnych elementów i wzajemnego położenia w określonym momencie cyklu pompy.



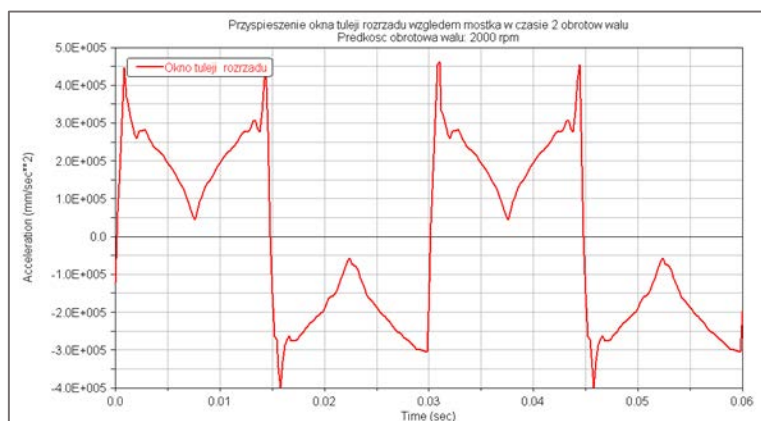
Rysunek 55 Położenie środkowe okna względem mostka (0°) okno zakryte przez mostek



Rysunek 56 Położenie krańcowe (lewe) okna względem mostka (90°)

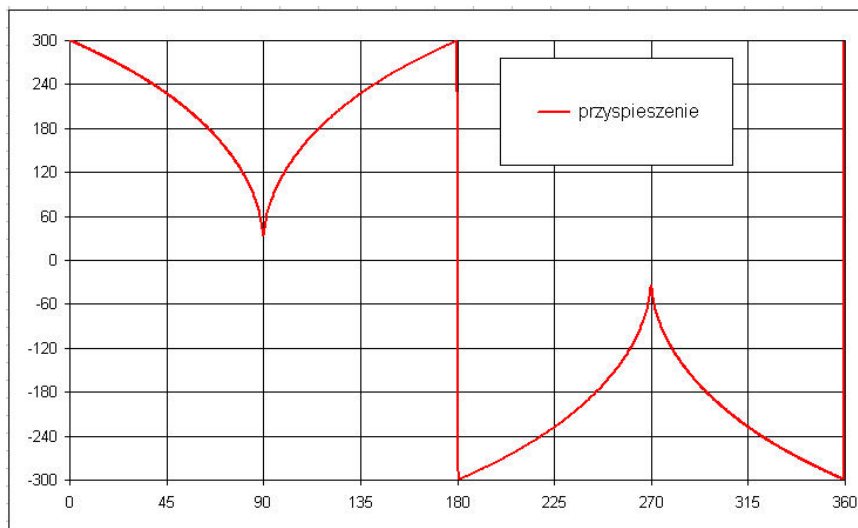
### 7.3. Porównanie wyników przyspieszenia i prędkości otrzymanymi z obliczeń z badaniami

Na poniższych wykresach (rysunki 57 do 60) zamieszczono porównanie wyników otrzymanych z symulacji z tymi, które uzyskano w czasie badań. Na wykresach przyspieszenia obliczonego w wyniku symulacji ruchu tulejki rozdzielczej jednostki przyspieszenia podano w  $\text{mm}/\text{sec}^2$ , podczas gdy na wykresach z badań przyspieszenie



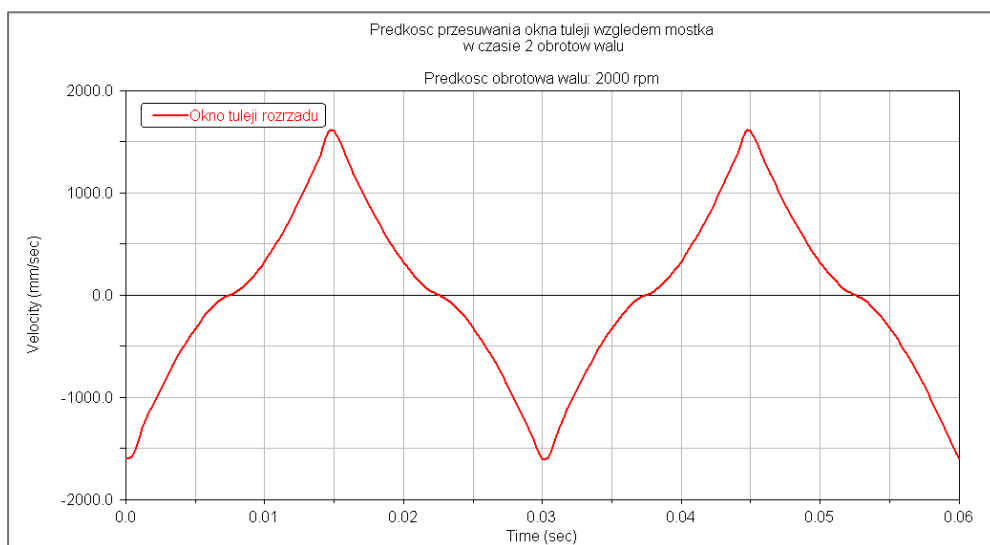
Rysunek 57 Przebieg zmian przyspieszenia podczas jednego obrotu wału (2000 rpm)

jest podane w  $\text{m/sec}^2$ . Na wykresie prędkości tulejki obliczonej w wyniku symulacji na osi poziomej podano czas trwania cyklu podczas obrotu wału, który wirował z prędkością 2000 obrotów na minutę, a na osi pionowej prędkość w  $\text{mm/sec}$ . Na wykresie z badań na osi poziomej zaznaczono kąt obrotu wału napędowego podczas jednego cyklu, a na osi pionowej podano prędkość w  $\text{m/sec}$ .

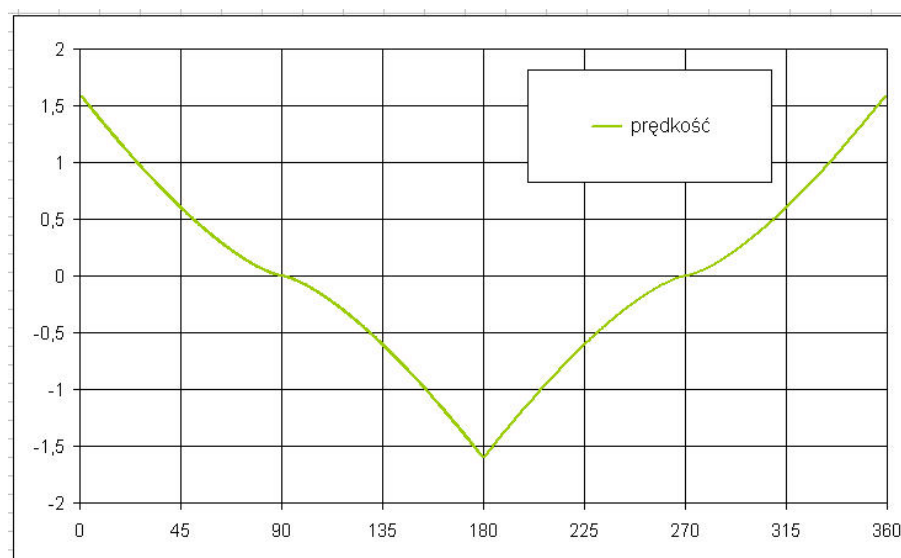


**Rysunek 58** Wzdłużne przyspieszenie tulei rozrządu w  $\text{m/s}^2$  – badania [36]

Wykresy przyspieszenia uzyskane w wyniku symulacji wykazują skoki przyspieszenia tulejki rozdzielczej w momencie zmiany kierunku ruchu najwyraźniej związane z brakiem tłumienia w modelu. Natomiast wykresy prędkości tulejki rozdzielczej zarówno w symulacji, jak i w badaniach wyglądały podobnie.



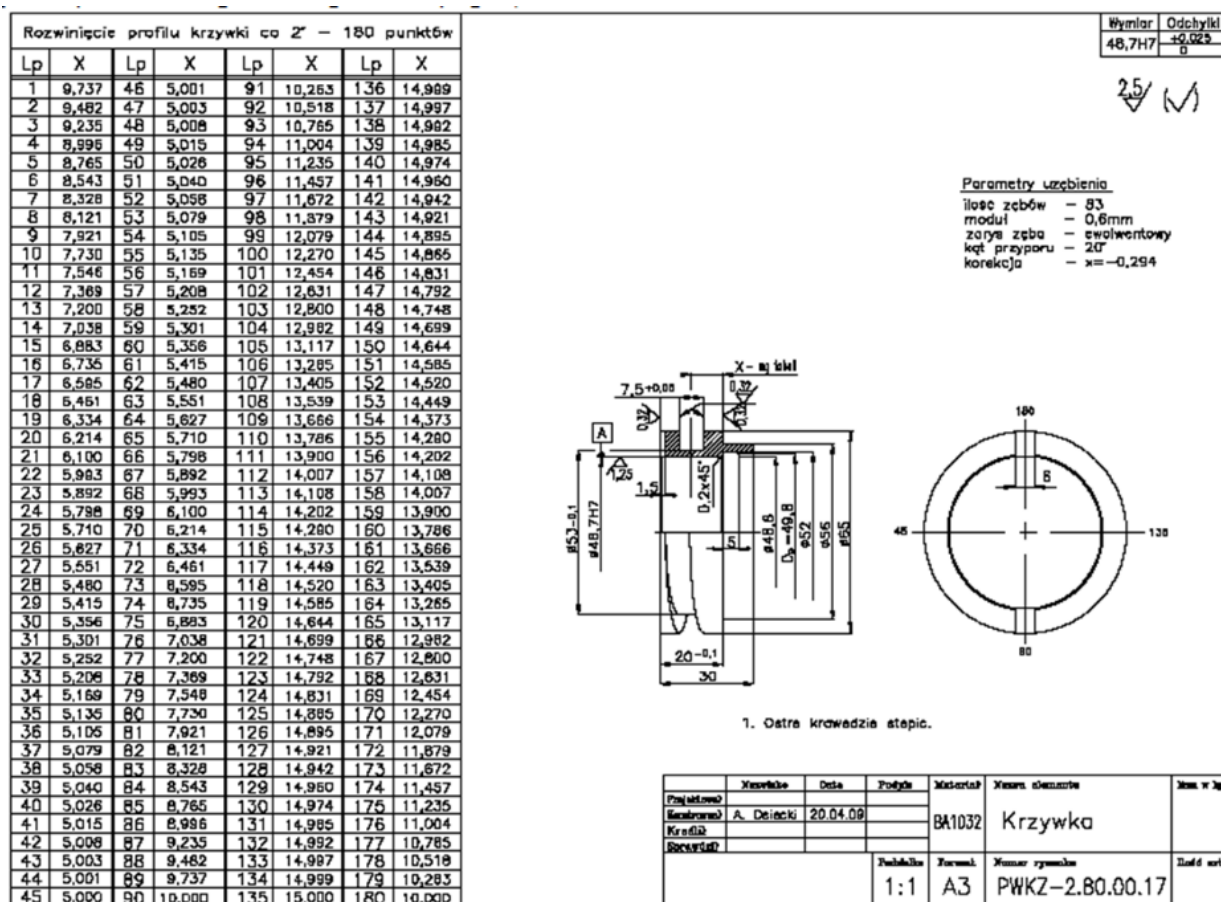
**Rysunek 59** Przebieg zmian prędkości okna tulei rozrządu względem mostka w czasie 2 obrotów wału (2000 rpm)



Rysunek 60 Wzdłużna prędkość tulei rozrządu w m/s (badania) [36]

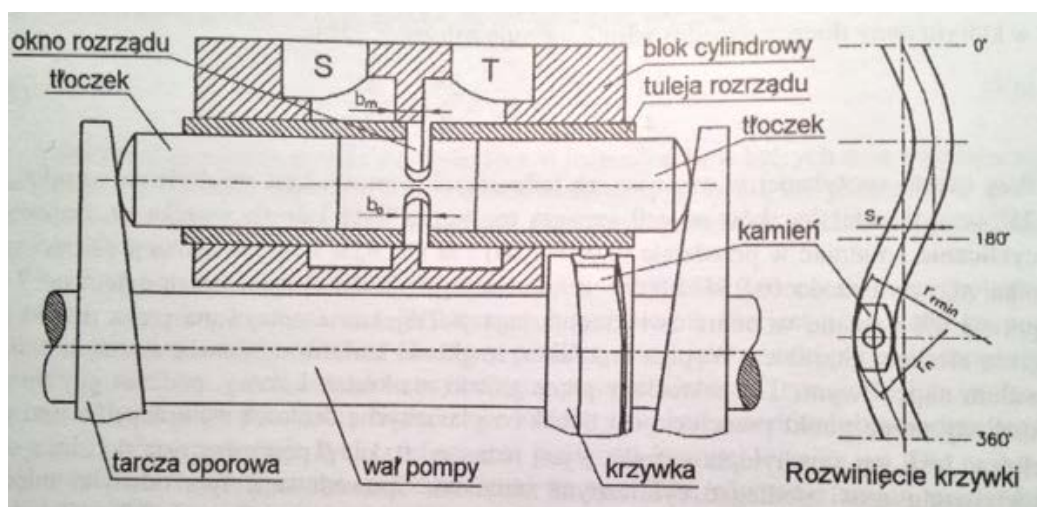
#### 7.4. Definicja kształtu krzywki – opis funkcji

Jedną z charakterystycznych cech nowatorskiej konstrukcji pompy PWK o zmiennej wydajności jest odciążenie rozrządu od sił zewnętrznych. Ma to znaczenie zarówno co do potania produkcji pompy i zwiększenia jej niezawodności, ponieważ eliminowany jest w ten sposób niezbędny w konstrukcjach osiowych pomp wielotłoczkowych serwomechanizm sterujący ciśnieniem w pompie, ale także ma wpływ na sposób sterowania wydajnością pompy, co można realizować przy pomocy niewielkiego sygnału elektrycznego, np. poruszającego silnik krokowy kontrolujący położenie kątowe krzywki na wale napędowym pompy. Zarys krzywki został opracowany z myślą o optymalizacji ruchu tulejki rozrządu, której zadaniem było jak najszybsze przemieszczenie się z "martwej strefy" pod mostkiem pomiędzy kanałami niskiego i wysokiego ciśnienia [9]. Mechanizm rozrządu sterowanego krzywką jest konstrukcją nową, wynalezioną w latach 80. XX- wieku. Do chwili obecnej znalazł on zastosowanie w prototypach pomp typu PWK i silników typu SWK skonstruowanych w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej. Najważniejszą częścią mechanizmu pokazanego na rysunku 63 stanowią tuleje rozrządu wprawiane w ruch posuwisto-zwrotny przez osiową krzywkę zamocowaną na wale napędowym maszyny i wirującą wraz z nim. W środku długości każdej z tulejek rozrządu wykonano obwodowe przecięcia o szerokości  $b_o$ , spełniające rolę okien rozrządu. Łączą one komorę roboczą, utworzoną przez czoła dwóch tłoczków i wewnętrzną powierzchnię tulei rozrządu na przemian z kanałem ssawnym S lub tłocznym T. Kanały te, zlokalizowane na obwodzie



Rysunek 61 Rysunek konstrukcyjny krzywki sterującej tulejką rozdzielczą [36]

tulejki rozrzędu oddzielone są do siebie mostkiem o szerokości  $b_m$ . Podobnie jak w przypadku rozrzędu czołowego, szerokość mostka musi być większa od szerokości okien rozrzędu, co oznacza występowanie zjawiska chwilowego odcinania komór roboczych od kanałów S i T.



Rysunek 62 Budowa mechanizmu sterowanego krzywką [36]

Zwiększenie szerokości przecięć w tulejce pozwala zwiększyć powierzchnię okna, a dzięki temu ograniczyć prędkość przepływu cieczy w tym oknie. Rezultatem jest

ograniczenie strat ciśnienia generowanych przez mechanizm rozrządu. Zbyt duża szerokość przecięć jest jednak niepożądana ze względów konstrukcyjnych. Elementem pośredniczącym pomiędzy krzywką sterującą a tuleją rozrządu jest kamień dopasowany do rowka krzywki. Podstawowym czynnikiem decydującym o charakterze ruchu wykonywanego przez tuleje rozrządu jest zarys krzywki sterującej. Zarys ten musi zapewniać wykonanie przez krzywkę ruchu posuwisto-zwrotnego o okresie równym pełnemu obrotowi wału napędowego i niewielkiej amplitudzie. Najprostszym przypadkiem krzywki spełniającej powyższe wymagania jest krzywka o zarysie sinusoidalnym. Równanie ruchu wykonywanego przez współpracującą z nią tuleję rozrządu ma postać

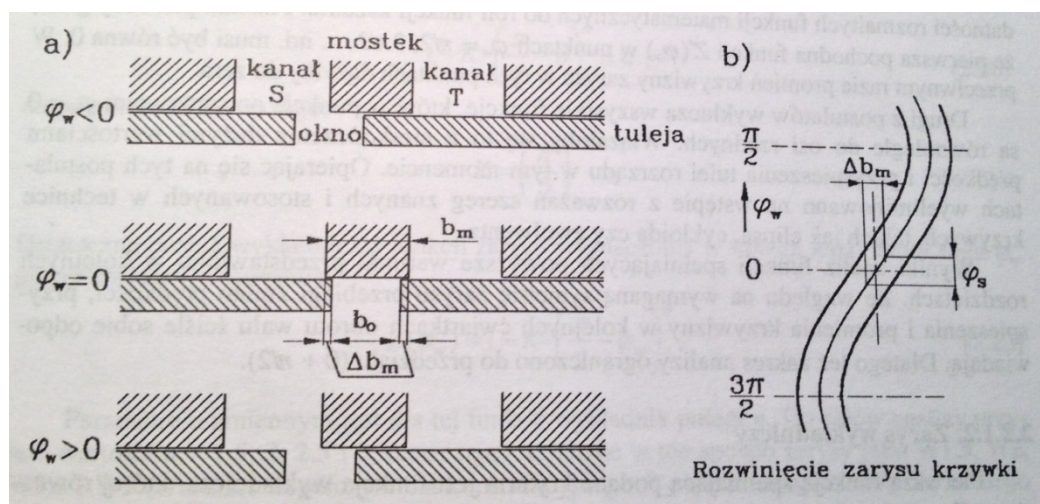
$$x_r = s_r \sin \varphi_w \quad (7.4-1)$$

gdzie  $s_r$  jest amplitudą zarysu krzywki, a  $\varphi_w$  położeniem kątowym wału napędowego. Ruch poruszających się w tulejce rozrządu tłoczków różni się od ruchu tulejki nie tylko amplitudą, lecz również przesunięciem fazowym. Jest to warunek niezbędny do osiągnięcia przez pompę z rozrządem krzywkowym maksymalnej wydajności (chłonności).

Ogólną postać równania ruchu tulejki rozrządu przedstawia równanie

$$x_r = s_r Z(\varphi_r) \quad (7.4-2)$$

gdzie  $Z(\varphi_r)$  jest funkcją kształtu krzywki. Krzywka musi spełniać kilka kryteriów: jak minimalny czas przesterowania, tj. przejścia tulei rozrządu z położenia, w którym komora cylindrowa jest połączona z kanałem ssawnym lub tłocznym do położenia odpowiadającego połączeniu tej komory z drugim kanałem. Wynika to z faktu, że podczas tego procesu następuje chwilowe odcięcie komory cylindrowej do obu kanałów i będące źródłem niepożądanych skoków ciśnienia w tej komorze. przejścia tulei rozrządu przez mostek (lewa część rysunku), oraz, b) zależność kąta zaślepienia



Rysunek 63 Zjawisko chwilowego zaślepienia komory cylindrowej w czasie przejścia tulei rozrządu przez mostek [36]



od zarysu krzywki (prawa część rysunku).

Zjawisko to zwiększa poziom hałasu i drgań emitowanych przez maszynę, może też wpływać negatywnie na jej sprawność i trwałość. Miarą czasu zaślepienia komory cylindrowej jest kąt, o jaki obróci się wał napędowy pompy w czasie przesuwania się o odcinek równy dodatniemu przekryciu  $\Delta b_m = b_m - b_o$  (patrz rysunek 64). Na rysunku 64 pokazano: a) przebieg zjawiska chwilowego zaślepienia komory cylindrowej w czasie. Równocześnie zarys krzywki powinien minimalizować przyspieszenia i siły masowej działające na elementy rozrzędu we wszystkich fazach ich ruchu. Oznacza to konieczność minimalizacji wartości przyjmowanych przez drugą pochodną funkcji zarysu  $\ddot{Z}(\varphi_r)$ . Ostatnim z przyjętych kryteriów oceny zarysu krzywki sterującej jest minimalna wartość promienia krzywizny zarysu w dowolnym jego punkcie. Biorąc pod uwagę powyższe kryteria zaproponowano zarys krzywki oparty na funkcji wykładniczej. Funkcja zarysu krzywki w pompie PWK-80 miała postać podaną poniższymi równaniami, które definiowały funkcję zarysu krzywki w określonych przedziałach kątowych kąta obrotu wału napędowego:

$$0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \quad y = 4.5 \left[ 1 - 0.32337 \left( \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right)^{2.5} \right) \right] + 0.5 \sin \varphi$$

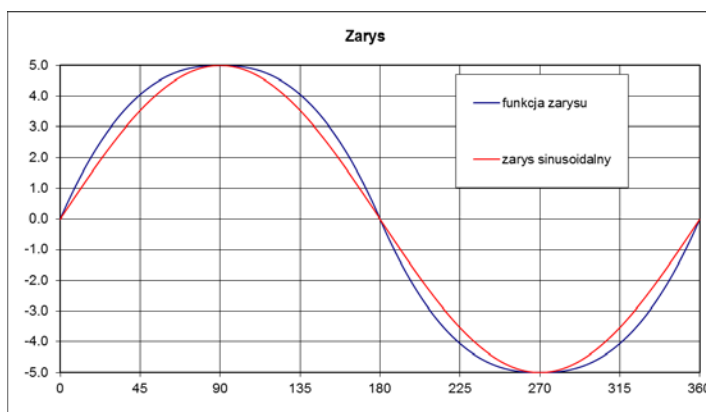
$$\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \pi \quad y = 4.5 \left[ 1 - 0.32337 \left( \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right)^{2.5} \right) \right] + 0.5 \sin \varphi$$

$$\pi \leq \varphi \leq 3 \frac{\pi}{2} \quad y = 4.5 \left[ 0.32337 \left( \left( 3 \frac{\pi}{2} - \varphi \right)^{2.5} \right) - 1 \right] + 0.5 \sin \varphi$$

$$3 \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq 2\pi \quad y = 4.5 \left[ 0.32337 \left( \left( \varphi - 3 \frac{\pi}{2} \right)^{2.5} \right) - 1 \right] + 0.5 \sin \varphi$$

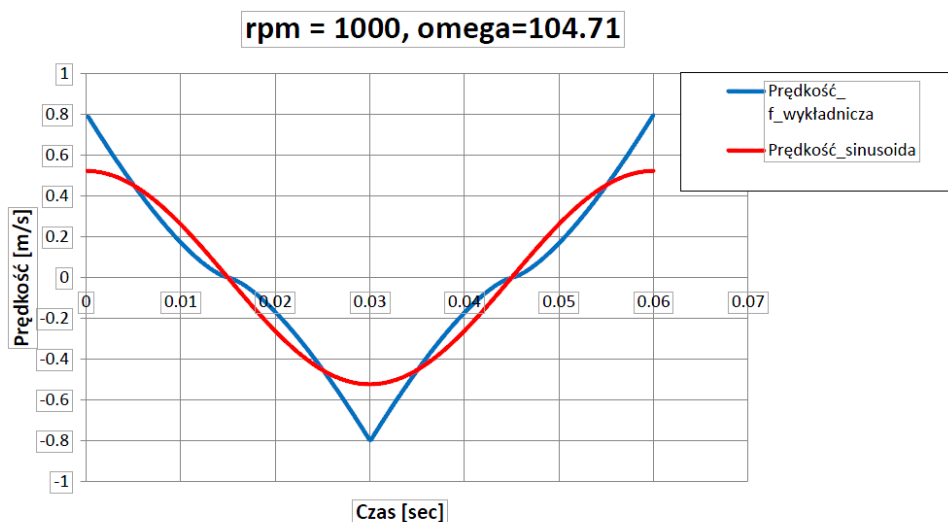
**Rysunek 64** Funkcje wykładnicze opisujące zarys krzywki

W celu sprawdzenia profilu prędkości tulejki zamodelowano krzywkę zgodnie z definicjami funkcji podanymi na rysunku 64. Z uwagi na fakt, iż w każdej ćwiartce



**Rysunek 65** Porównanie zarysu krzywki określonej funkcją wykładniczą i sinusoidalną

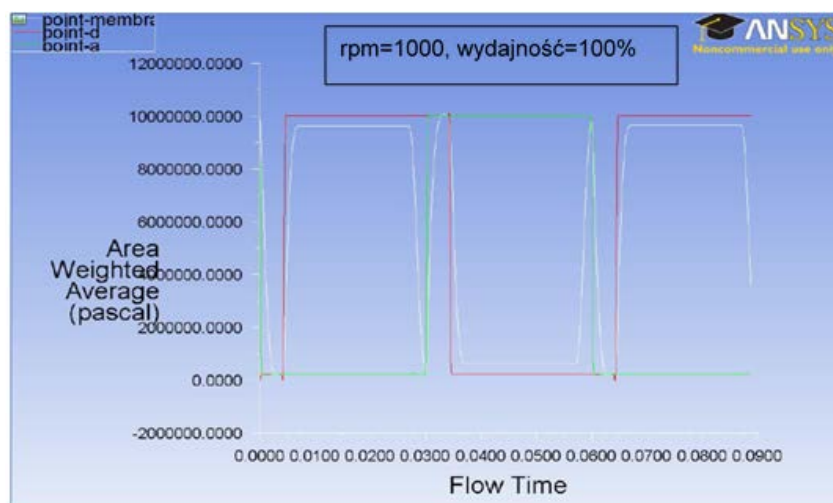
obrotu wału obowiązywały inne wartości funkcji, które w punktach granicznych przedziału były nieciągłe zastosowano algorytm w języku C, biorący osobiwość funkcji pod uwagę i umożliwiający zadanie prędkości tulejki uzyskanej przez różniczkowanie zarysu krzywki, dla każdego przedziału oddzielnie. Algorytm skompilowano i wykonano jako



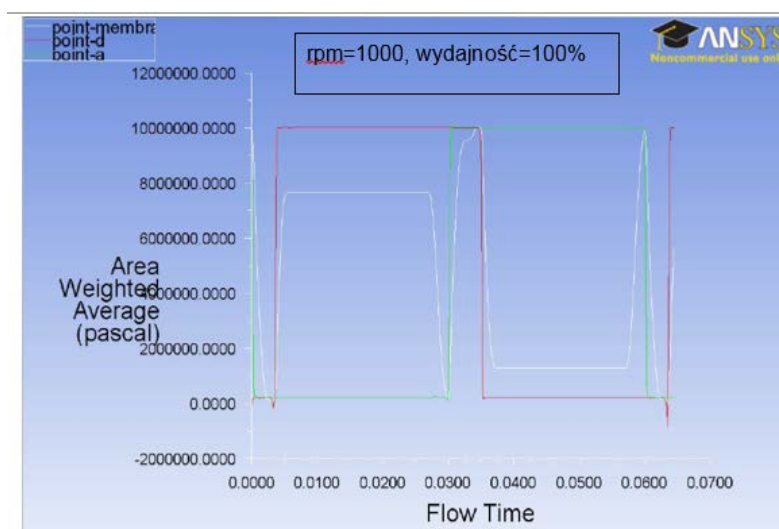
**Rysunek 66 Porównanie prędkości posuwu tulejki rozrządu dla zarysu krzywki sinusoidalnego i wykładniczego**

funkcję użytkownika (User Defined Function). Uzyskane wyniki prędkości przesuwu tulejki zostały zapisane w zbiorze wynikowym programu i porównane z wielkościami teoretycznymi. Porównując wyniki pokazano na rysunku 65 różnicę zarysu obu krzywek, a na rysunku 66 różnicę prędkości krzywki zaprojektowanej wg funkcji wykładniczej i jako sinusoidę. Powyższe porównania skłaniają do następujących uwag. Analizy zarysu krzywki prowadzone przez konstruktora w celu zoptymalizowania prędkości tulejki rozdzielczej oparte były na założeniu, iż należy maksymalnie skrócić czas przejścia krzywki przez mostek, czyli zmniejszyć kąt zaślepienia komory cylindrowej. W tym celu poszukiwano zarysu, który pozwoli uzyskać dużą prędkość tulejki rozdzielczej dla  $\varphi = 0$ , a równocześnie nie zwiększy nadmiernie przyspieszenia i nie ograniczy krzywizny zarysu. Skoncentrowano się głównie na poziomie ciśnienia w komorach roboczych, nie biorąc pod uwagę zachowania się komory kompensacyjnej, której obecność w systemie jest wyraźnie zaznaczona. Na rysunku 68 widać, że ciśnienie w komorze kompensacyjnej "nie nadąża" za ciśnieniem w komorach roboczych przy prędkości tulei sterowanej zarysem krzywki określonym funkcją wykładniczą. Dodatkowo, rysunek 66 pokazuje gwałtowne zmiany prędkości wynikające z nieciągłości funkcji w każdej ćwiartce cyklu. Wg konstruktora "zaokrąglenie" funkcji zarysu w punktach nieciągłości może niekorzystnie odbić się na przyspieszeniu – wzrosną siły działające na tulejki, a także na krzywiznie zarysu, która nie powinna być zbyt mała. W wyniku analizy podjęto

decyzję o porzuceniu na symulacjach wykorzystujących sinusoidalny zarys krzywki.



Rysunek 67 Ciśnienie w pompie, zarys krzywki sinusoidalny



Rysunek 68 Ciśnienie w pompie, zarys krzywki wg funkcji wykładniczej

## 8. MODEL CFD

### 8.1. Teoretyczny opis obliczeń modelu przepływowego

Płyny są substancjami, których struktura molekularna nie stawia oporu zewnętrznym siłom tnącym - nawet najmniejsza siła powoduje przemieszczanie cząsteczki płynu. Chociaż między cieciami i gazami istnieje istotna różnica, obydwa rodzaje płynów podlegają tym samym prawom ruchu. W większości przypadków płyn można uznać za ośrodek ciągły. Przepływ płynu jest spowodowany działaniem sił zewnętrznych, takich jak różnica ciśnień, grawitacja, ścinanie, obrót czy napięcie powierzchniowe. Te siły zewnętrzne można sklasyfikować jako siły powierzchniowe i siły masowe. Pomimo tego, że wszystkie płyny zachowują się podobnie pod wpływem działania sił, ich własności

makroskopowe mogą różnić się znacznie między sobą. Najważniejszymi są gęstość i lepkość. Inne jak liczba Prandtla, ciepło właściwe i napięcie powierzchniowe mają wpływ na przepływ tylko w określonych warunkach, np. w przypadku znacznych różnic temperatur. Na własności cieczy mają wpływ takie zmienne termodynamiczne jak temperatura i ciśnienie.

Przepływ płynów podlega zasadom zachowania momentu, masy i energii. Te prawa fizyki są opisywane cząstkowymi równaniami różniczkowymi i rozwiązywane z wykorzystaniem określonych warunków początkowych i brzegowych. Modele w symulacjach mechaniki płynów można opisać przy pomocy Metody Skończonych Elementów Objętościowych, która cząstkowe równania różniczkowe rozwiązuje w formie równań algebraicznych. Prawa zachowania można przedstawić jako równania całkowe opisujące określony obszar. Całki objętościowe opisują płyn w danym obszarze lub płyn dodany przez zewnętrzne źródła, natomiast całki powierzchniowe definiują interakcję z sąsiednimi obszarami albo ze środowiskiem zewnętrznym. Zakładając, że wszystkie funkcje są dostatecznie gładkie, dzięki twierdzeniu Gaussa-Ostrogradzkiego można przekształcić całki powierzchniowe w całki objętościowe. Ponieważ granice wybrane w procesie różniczkowania są dowolne, powstałe w jego wyniku równanie musi być rozwiązywalne w każdym punkcie, zamieniając w ten sposób równanie całkowe w cząstkowe równanie różniczkowe.

Jeśli w polu przepływu wyodrębni się skończony obszar o objętości  $V$  i powierzchni  $S$ , można założyć albo jego unieruchomienie w przestrzeni (jest to tzw. sformułowanie Eulera, albo model zachowawczy) lub jego przesuwanie się wraz z płynem (wówczas mamy do czynienia ze sformułowaniem Lagrange'a albo modelem niezachowawczym). Równania, które otrzymamy przez zastosowanie podstawowych zasad fizyki do skończonej objętości są w postaci równań całkowych, które można przetworzyć do cząstkowych równań różniczkowych. Równania związane ze skończoną objętością unieruchomioną w przestrzeni, zarówno w postaci całkowej lub różniczkowej nazywane są zachowawczą postacią równań nadrzędnych (conservation form of the governing equations), natomiast równania powstałe z objętości skończonej przesuwającej się wraz z cieczą – zarówno w postaci całkowej czy różniczkowej, nazwane są postacią niezachowawczą równań nadrzędnych (non-conservation form of the governing equations). Symulacja przepływu ma za zadanie zdefiniowanie rozkładu ciśnienia, prędkości, temperatury i innych zmiennych charakterystycznych dla przepływu.

## 8.2. Równania mechaniki płynów

### 8.2.1 Równania nadrzędne (podstawowe)

Wcześniej wspomniano o dwóch podejściach do opisu ruchu płynu:

- śledzenie nieskończenie małych cząstek płynu, których położenie jest funkcją czasu i badanie ich parametrów jak ciśnienie, prędkość czy gęstość (sformułowanie Lagrange'a)

- oraz sformułowanie Eulera, w którym wydziela się obszar kontrolny; przy założeniu, że znane są wartości parametrów hydrodynamicznych w danej chwili i określa się wartości parametrów hydrodynamicznych przepływu jak ciśnienie, prędkość
- i gęstość w kolejnych krokach czasowych

Metoda Eulera, zwana też analizą lokalną potrzebuje do stworzenia równań wartości przyspieszenia, czyli zmianę prędkości elementów płynu w czasie przepłynięcia przez obszar kontrolny. Określona jest ona jako pochodna lokalna. Gdy pole prędkości jest niejednorodne, wprowadza się pochodną konwekcyjną. Stąd istotnym pojęciem opisującym właściwości poruszającego się płynu jest pochodna materiałowa. Dotyczyć ona może dowolnej zmiennej przepływu, jak:  $\frac{D\rho}{Dt}, \frac{Dp}{Dt}, \frac{DT}{Dt}, \frac{Du}{Dt}$ , gdzie  $\rho, p, T, u$  to gęstość, ciśnienie, temperatura i prędkość.

Dla przykładu

$$\underbrace{\frac{DT}{Dt}}_{\substack{\text{Pochodna} \\ \text{materiałowa}}} = \underbrace{\frac{\partial T}{\partial t}}_{\substack{\text{Pochodna} \\ \text{lokalna}}} + \underbrace{(\vec{V} \cdot \nabla)T}_{\substack{\text{Pochodna} \\ \text{konwekcyjna}}} \quad (8.2.1-1)$$

Pochodna materiałowa  $\left(\frac{DT}{Dt}\right)$  oznacza prędkość zmian w poruszającym się elemencie,  $\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)$  oznacza tempo zmian w elemencie unieruchomionym w przestrzeni, a pochodna konwekcyjna  $(\vec{V} \cdot \nabla)$  oznacza tempo zmian w przemieszczającym się elemencie, spowodowanych ruchem od jednego położenia do drugiego w polu przepływów, w których właściwości przepływu różnią się przestrzennie.

Obliczeniowa mechanika płynów bazuje na podstawowych równaniach związanych z dynamiką płynów: równaniem ciągłości, momentu pędu i energii. Są one matematycznym opisem trzech podstawowych zasad fizyki: zasady zachowania masy, pędu i energii.

- **Zasada zachowania masy – równanie ciągłości**

Zasada zachowania masy zakłada, że w określonym obszarze masa jest niezmienna: nie powstaje i nie znika.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (8.2.1-2)$$

Powyższy wzór przedstawia postać różniczkową równania ciągłości w formie niezachowawczej (dla poruszającego się elementu objętości).

Formę zachowawczą równania ciągłości (tzn. dla nieruchomego elementu objętości) przedstawia poniższe równanie

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (8.2.1-3)$$

Równanie ciągłości masy można także przedstawić w formie równania całkowego (w postaci niezachowawczej)

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\nu} \rho d\nu + \iint_S \rho \vec{V} \cdot \vec{dS} = 0 \quad (8.2.1-4)$$

lub w postaci zachowawczej

$$\iiint_{\nu} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\nu + \iint_S \rho \vec{V} \cdot \vec{dS} = 0 \quad (8.2.1-5)$$

Gdy zastosujemy twierdzenie Gaussa-Ostrogradzkiego i przyjmiemy, że

$$\iint_S \rho \vec{V} \cdot \vec{dS} = \iiint_{\nu} \nabla \cdot (\rho \vec{V}) d\nu \quad (8.2.1-6)$$

w rezultacie otrzymamy

$$\iiint_{\nu} \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] d\nu = 0 \quad (8.2.1-7)$$

Jest to równanie ciągłości w postaci zachowawczej.

- **Zasada zachowania pędu – równanie ruchu, bazujące na 2-gim prawie Newtona**

Z drugiego prawa dynamiki Newtona wynika, że

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} = m \left( \frac{d\vec{V}}{dt} \right) \quad (8.2.1-8)$$

Równanie zachowania pędu płynu nielepkiego i nieściśliwego (cieczy doskonałej) można sformułować następująco

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{F} - \nabla p \quad (8.2.1-9)$$

gdzie  $\frac{D\vec{V}}{Dt}$  jest przyspieszeniem działającym na dany element płynu,  $\vec{F}$  jest jednostkową siłą masową, natomiast  $\nabla p$  – gradientem ciśnienia w danym punkcie płynu o gęstości  $\rho$ . Równanie (8.2.1-9) : jest zwane równaniem Eulera, które z kolei jest odmianą równania Naviera-Stokesa dla płynu nielepkiego. Równanie Eulera opisuje bilans równowagi sił działających na element płynu (bezwładności, masowych i ciśnieniowych) i z tego powodu jest nazywane warunkiem dynamicznym możliwości przepływu. Równanie to zapisane w kartezjańskim układzie współrzędnych posiada 5 niewiadomych, natomiast zapisane w postaci skalarnej tworzy 3 równania. Gdy dodany zostanie warunek zdefiniowany równaniem ciągłości

$$\rho \frac{D\rho}{Dt} + \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (8.2.1-10)$$

zwany warunkiem kinematycznym możliwości przepływu, otrzyma się czwarte równanie opisujące ruch płynu. Brakującym piątym równaniem jest równanie stanu. W przypadku cieczy nieściśliwych można założyć stałą objętość ( $\mathcal{V} = const$ ). Jeżeli w przepływie płynu zostanie uwzględniona lepkość, wówczas równanie ruchu wygląda następująco

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{V}}{Dt}}_{\substack{\text{Masa } \times \\ \text{przyspieszenie}}} = \underbrace{\rho \vec{F}}_{\substack{\text{suma sił} \\ \text{objętościowych} \\ \text{(masowych), pochodzą-} \\ \text{cych od masy elementu} \\ \text{płynu}}} + \underbrace{(-\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V})}_{\substack{\text{suma sił powierzchniowych} \\ \text{pochodzących od ciśnienia i lepkości} \\ \text{działających na element płynu przez} \\ \text{otaczającą powierzchnię}}}$$

(8.2.1-11)

Równanie 8.2.1-11 to równanie Naviera-Stokesa dla płynu nieściśliwego. Tak jak równanie Eulera, równanie N-S zawiera tę samą liczbę niewiadomych, które należy uzupełnić o równanie ciągłości i równanie stanu. I w tym przypadku należy uwzględnić warunki początkowe i brzegowe.

- **Zasada zachowania energii**

Stosując pierwsze prawo termodynamiki do przepływu płynu, można założyć, iż zmiana energii wewnątrz elementu płynu jest sumą strumienia ciepła dopływającego do elementu i pracy wykonanej na elemencie przez siły masowe i powierzchniowe. Energia przypadająca na jednostkę masy jest sumą energii kinetycznej  $\frac{\vec{V}^2}{2}$  oraz energii wewnętrznej  $e$ .

Energia całkowita płynu w objętości kontrolowanej jest w określonym czasie równa

$$\int_{\mathcal{V}(t)} \rho \left( \frac{\vec{V}^2}{2} + e \right) d\mathcal{V} \quad (8.2.1-12)$$

Po uwzględnieniu pracy sił zewnętrznych w czasie  $dt$  oraz energii cieplnej doprowadzonej do powierzchni  $A(t)$  zasadę zachowania energii można zapisać jako



$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{\mathcal{V}(t)} \rho \left( \frac{\vec{V}^2}{2} + e \right) d\mathcal{V} \\ = \int_{A(t)} \sigma \vec{V} dA + \int_{\mathcal{V}(t)} \rho f \vec{V} d\mathcal{V} + \int_{A(t)} (\lambda \nabla T) n dA \end{aligned} \quad (8.2.1-13)$$

gdzie  $T$  oznacza temperaturę płynu, a  $\lambda$  przewodność cieplną.

Po zastosowaniu równania Gaussa-Ostrogradskiego ostateczna postać równania energii przedstawia się następująco

$$\rho \frac{D}{Dt} \left( \frac{\vec{V}^2}{2} + e \right) = \nabla \cdot (S \vec{V}) + \rho f \vec{V} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (8.2.1-14)$$

Równania nadrzędne stanowią układ sprzężonych nieliniowych równań różniczkowych, które do tej pory nie doczekały się rozwiązania analitycznego.

W symulacjach przepływu uwzględniono równanie transportu energii

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{V}(\rho E + p)] \\ = \nabla \cdot \left[ k_{eff} \nabla T - \sum_j h_{jj} + \bar{\tau} \cdot \vec{V} \right] + S_h \end{aligned} \quad (8.2.1-15)$$

gdzie  $\underbrace{k_{eff} \nabla T}_{\text{przewodnictwo}}$ ,  $\underbrace{\sum_j h_{jj}}_{\text{dyfuzja}}$ ,  $\underbrace{\bar{\tau} \cdot \vec{V}}_{\text{rozpraszanie wiskotyczne}}$

Energię przypadającą na jednostkę masy można zdefiniować jako

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (8.2.1-16)$$

Źródło energii powstałej wskutek rozpraszania wiskotycznego, zwanej również ciepłem wiskotycznym można zdefiniować następująco

$$\nabla \cdot (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V}) \quad (8.2.1-17)$$

Jest to istotny czynnik, gdy wiskotyczne naprężenia ścinające są znaczne (np. w smarowaniu) i szybkich przepływach ściśliwych. Ma znaczenie, gdy liczba Brinkmana osiąga, lub przekracza jedność

$$Br = \frac{\mu U_e^2}{k\Delta T} \quad (8.2.1-18)$$

Równanie energii dla ciała stałego umożliwia obliczenie przewodności ciepła przepływającego przez to ciało. Dla ciała stałego równanie 9.0-1 przyjmuje postać

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{V}\rho h] = \nabla \cdot (k\Delta T) + S_h \quad (8.2.1-19)$$

gdzie  $h$  – jest entalpią jawną przedstawioną wzorem

$$h = \int_{T_{sel}}^T C_p dT \quad (8.2.1-20)$$

Przewodność anizotropową w ciele stałym można przedstawić jako

$$\nabla \cdot (k_{ij} \nabla T) \quad (8.2.1-21)$$

## 8.2.2 Równanie Bernoulliego

Jeśli ciecz jest idealna (nielepka), czyli  $\mu = 0$  ruch cieczy można opisać równaniem Eulera (7.2-9), z którego wynika, że

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{F} - \nabla p = \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} \quad (8.2.1-22)$$

Ponieważ dla stanów stacjonarnych i bezwirowych przepływów  $\vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = \frac{V^2}{2}$ , a pole grawitacyjne można przedstawić jako pole potencjalne ( $\vec{F} = -\nabla\Phi$ ), a potencjał grawitacji  $\Phi = gz$ , uzyskujemy wzór

$$\nabla \left( \frac{\vec{V}^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz \right) = 0 \quad (8.2.1-23)$$

znany jako równanie Bernoulliego.

### 8.2.3 Równanie Reynoldsa

W przypadku przepływów w szczelinach smarujących stosuje się równanie Reynoldsa opisujące rozkład ciśnienia w zależności od wysokości szczeliny.

Gdy następujące założenia, takie jak

- stała lepkość, newtonowski płyn smarujący
- niewielka grubość filmu smarującego
- pomijalna bezwładność
- pomijalne siły masowe

zastosuje się do uproszczonych z uwagi na przyjęte założenia równań ruchu w rezultacie otrzymuje się równanie Reynoldsa

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right\} \\ = 12 \frac{\partial \rho}{\partial t} \{ \rho h \} + 6 \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho h \vec{U} \} \end{aligned} \quad (8.2.3-1)$$

gdzie:

$h$  = wysokość szczeliny

$\mu$  = lepkość płynu

$\vec{U}$  = prędkość górnej powierzchni, względem  $x$

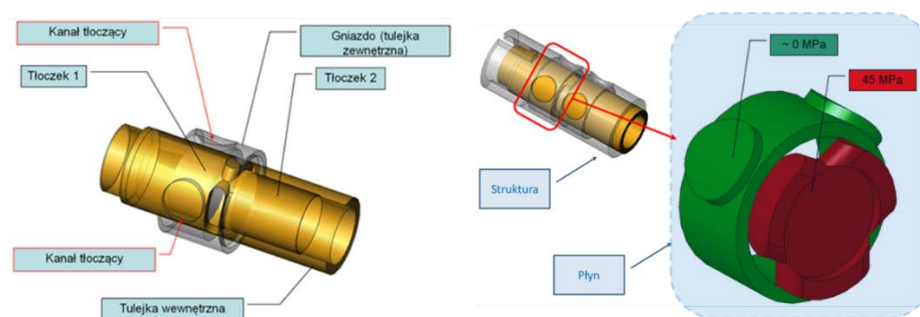
$P$  = ciśnienie

Równanie Reynoldsa opisuje prawa zachowania dla przepływu smarującego między dwiema powierzchniami. Człony po lewej stronie równania reprezentują przepływ spowodowany gradientem ciśnienia, a po prawej przepływ wymuszony ruchami normalnymi do powierzchni ograniczającej (sprężanie cieczy) oraz siłami tnącymi wywołanymi przez tarcie z górną powierzchnią poruszającą się z prędkością  $\vec{U}$ .

### 8.3. Opis modelu CFD pompy hydraulicznej osiowej

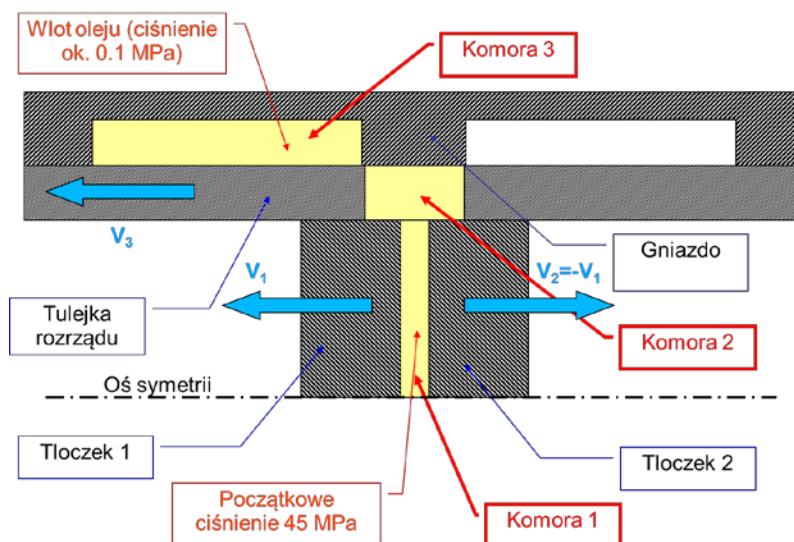
#### 8.3.1 Opis modelu 2D z lekko ściśliwym olejem

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono schematycznie konstrukcję wielotłoczkowej osiowej pompy hydraulicznej PWK. Rysunki konstrukcyjne (m.in. rysunek 7) posłużyły do zbudowania modelu CAD, opisanego w rozdziale 4. Model bryłowy struktury pompy był natomiast podstawą do stworzenia modelu płynu wypełniającego pompę. Rysunek 71 pokazuje proces tworzenia modelu płynu.



**Rysunek 69** Model komory utworzony przez objętość wypełniającą przestrzeń między tulejkami

Na rysunku 11 pokazano – przekrój przez gniazdo, tuleję rozrządu i tłoczki, na którego podstawie zbudowano model osiowy symetryczny komory roboczej przedstawiony na rysunku 70.



**Rysunek 70** Model osiowy symetryczny komory roboczej

Model osiowy symetryczny, mimo, iż stanowił jedynie przybliżenie opisywanej konfiguracji pompy, został wykonany w celu potwierdzenia poprawności przyjętych założeń.

Ruch tłoczków oraz tulejki rozrządu sterującej przepływem oleju jest ruchem harmonicznym. Prędkość tłoczka i tulejki opisuje równanie

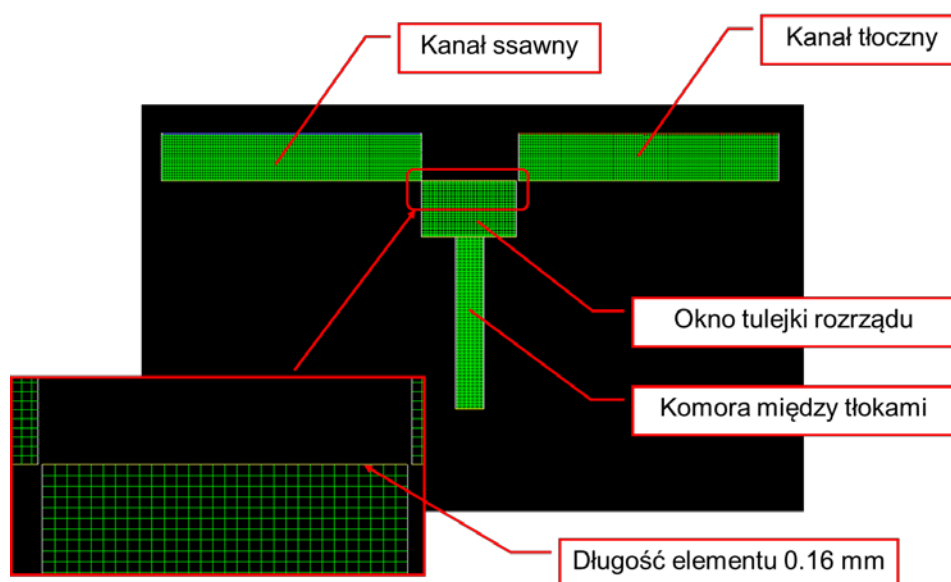
$$vel = A \times \omega \times \sin(\omega \times time) \quad (8.3.1-1)$$

gdzie:

$A$  – amplituda pół długości skoku (dla tłoczka = 12.59 mm, dla tulejki = 5 mm)

$\omega$  – prędkość obrotowa wału (przy 1000 rpm  $\omega = 104,72 \frac{rad}{s}$ )  $time$  –  
krok czasowy dobrany wg kryterium CFL

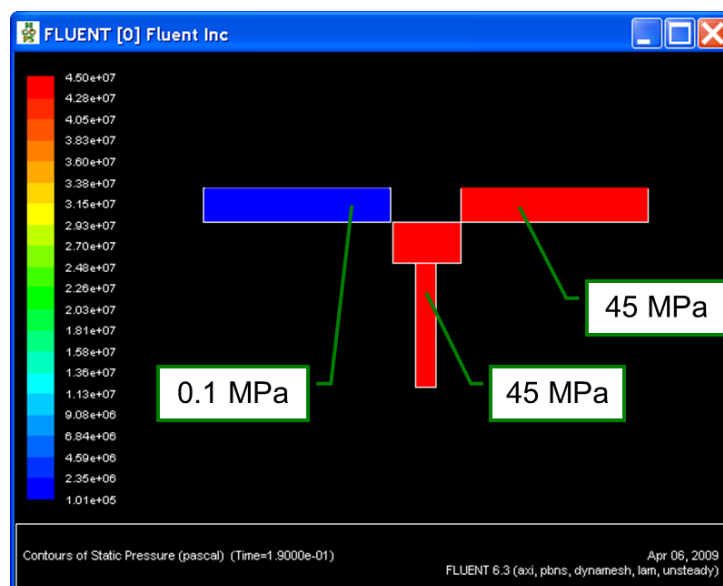
Maksymalna prędkość tulejki przy obrotach wału napędowego pompy 1000 rpm wynosiła  $0.52 \frac{m}{s}$ , natomiast maksymalna prędkość tłoczka osiągała wielkość  $1.3 \frac{m}{s}$ . W kryterium



**Rysunek 71 Siatka płynu w modelu osiowo-symetrycznym**

CFL (Couranta-Friedrichsa-Lewy'ego) przyjęto  $C=100$ , stąd przykładowy krok czasowy dla opisanego modelu 2D wynosił  $0.001 s$ . W modelu opisującym olej w pompie zastosowano algorytm siatki dynamicznej, która zmieniała swoją powierzchnię w zależności od punktu czasowego cyklu pracy pompy. Na rysunku 73 pokazano wprowadzone do modelu warunki początkowe związane z ciśnieniem.

W modelu symulacyjnym przyjęto własności oleju użytego w rzeczywistej pompie hydraulicznej PWK: Azolla ZS 46 o gęstości  $880 \frac{kg}{m^3}$  i lepkości kinematycznej przy  $40^{\circ}C$  równej  $46 \left[ \frac{mm^2}{s} \right]$ . Początkowo założono niezmienną gęstość płynu  $880 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$



Rysunek 72 Początkowe poziomy ciśnienia w modelu dwuwymiarowym

przedostającego się z komory roboczej, w której pod koniec cyklu panuje wysokie ciśnienie - do kanału niskiego ciśnienia, skąd zasysany był olej do komory roboczej. Jednak z uwagi na fakt, że w nieściśliwym płynie prędkość rozchodzenia się fali dźwiękowej jest nieskończenie wielka, uniemożliwiało to śledzenie gwałtownych zmian ciśnienia oleju po jego rozprężeniu w komorze roboczej. Z tego powodu uwzględniono zależność gęstości oleju od ciśnienia – wprowadzając w obliczeniach funkcję użytkownika. Zależność gęstości płynu od ciśnienia działającego na płyn wprowadzono ze wzoru na moduł odkształcalności postaciowej.

Ponieważ:

$$B = \frac{dp}{\frac{d\rho}{\rho}} \quad (8.3.1-2)$$

stąd

$$d\rho = dp \frac{\rho}{B} \quad (8.3.1-3)$$

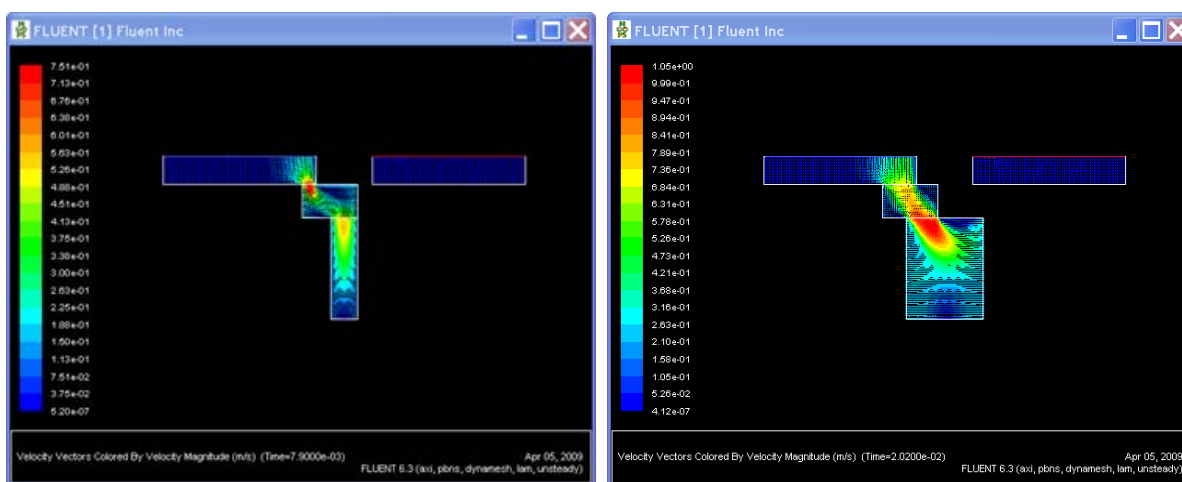
gdzie:  $B$  to moduł odkształcalności postaciowej [ $MPa$ ],  $dp$  zmiana ciśnienia,

$\rho$  pierwotna gęstość płynu [ $\frac{kg}{m^3}$ ].

Prędkość rozchodzenia się fali dźwiękowej można obliczyć ze wzoru

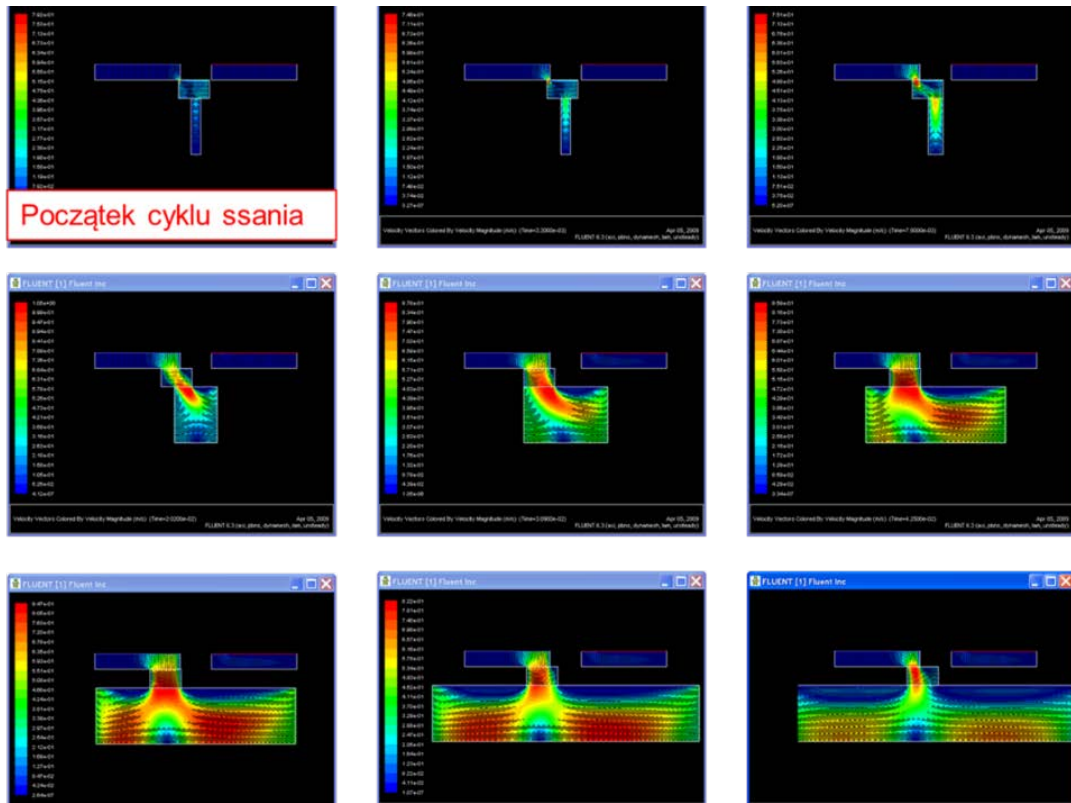
$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (8.3.1-4)$$

Po wprowadzeniu do modelu zależności gęstości oleju od ciśnienia, zaobserwowano rozchodzenie się fali dźwiękowej w oleju podczas gwałtownej ekspansji płynu wypychanego pod ciśnieniem w komorze roboczej do kanału niskiego ciśnienia podającego olej do komory roboczej (rysunek 73).

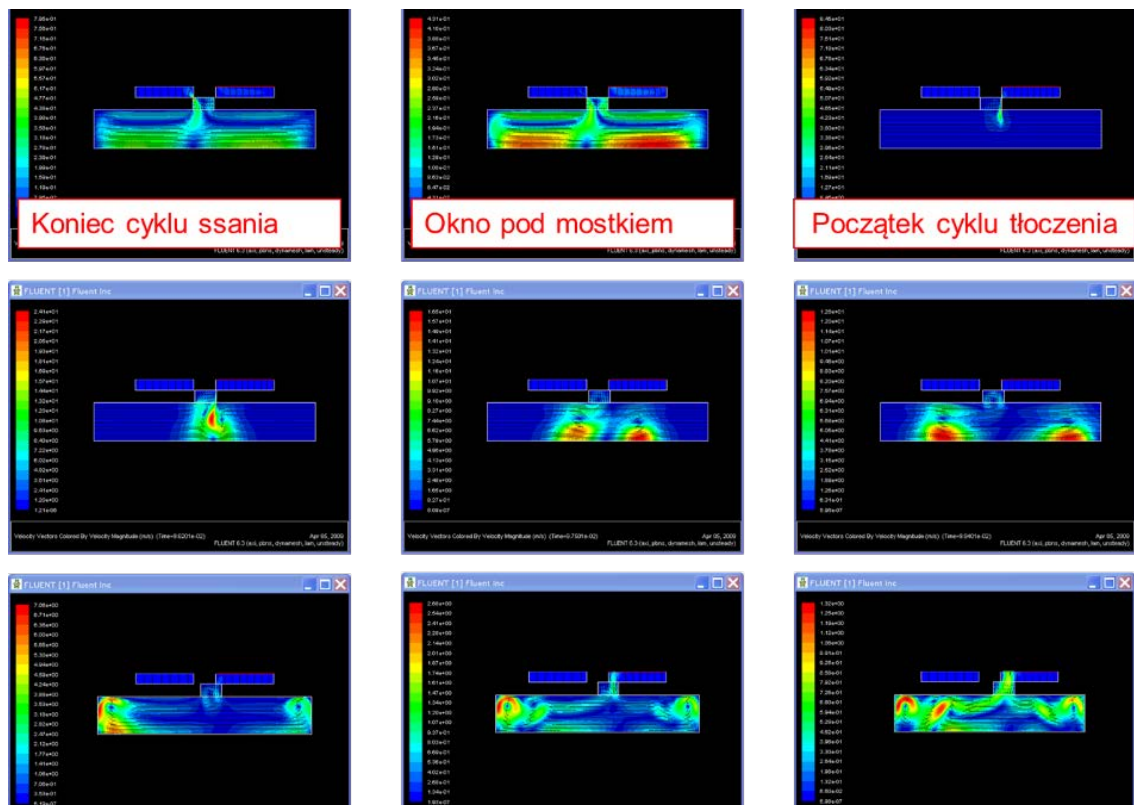


**Rysunek 73 Rozkład wektora prędkości oleju podczas połączenia tulejki rozrządu z kanałem ssawnym**

Kolejny zestaw rysunków (rys. 74 do 76) pokazuje cykl pracy tłoczków podczas jednego pełnego obrotu wału napędowego.

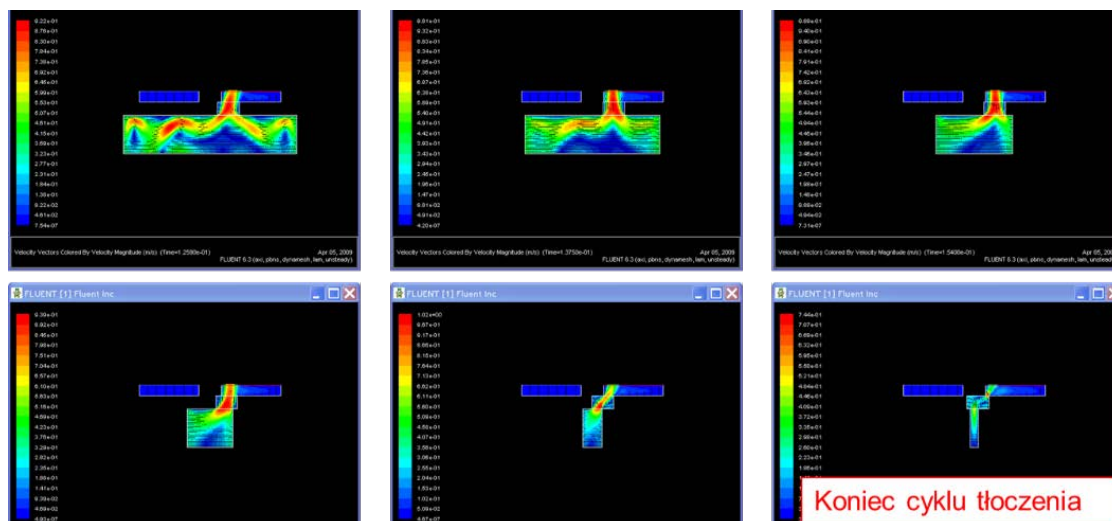


Rysunek 74 Mapa konturowa wektorowego pola prędkości przepływu oleju- początek cyklu roboczego tłoczków pompy hydraulicznej



Rysunek 75 Mapa konturowa wektorowego pola prędkości przepływu oleju- środek cyklu roboczego tłoczków pompy hydraulicznej



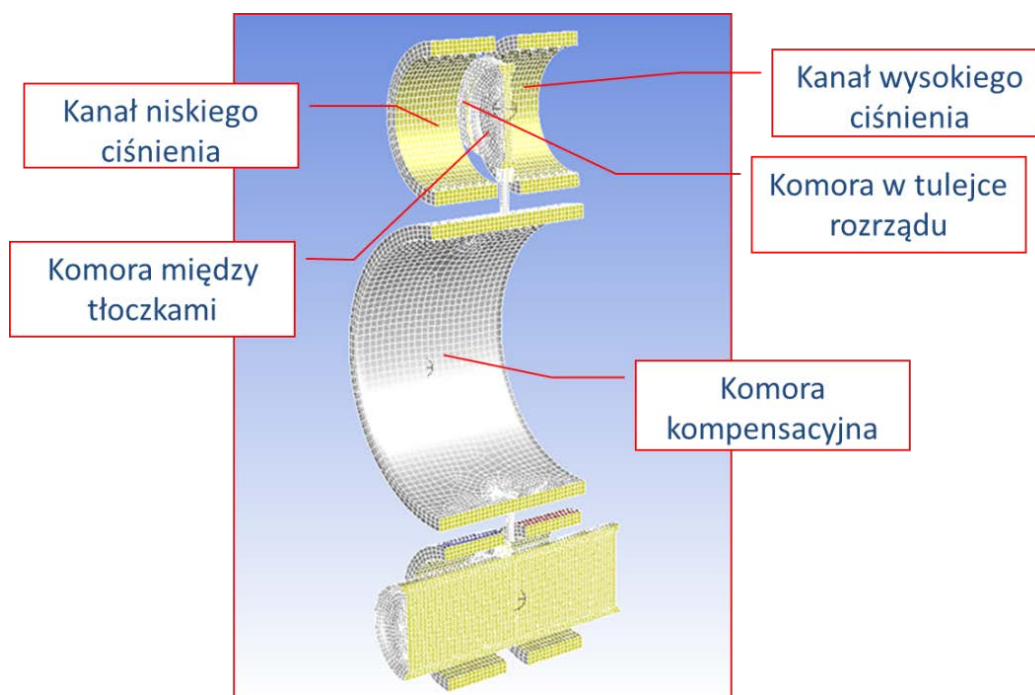


Rysunek 76 Mapa konturowa wektorowego pola prędkości przepływu oleju- koniec cyklu roboczego tłoczków pompy hydraulicznej

Analiza wykazała prawidłowość przyjętych parametrów. Na podstawie wyników modelu 2D stworzono kilka modeli trójwymiarowych, które wykorzystywały niektóre parametry analizy 2D, jak np. zależność gęstości od ciśnienia.

### 8.3.2 Opis modelu–3D – model CFD symetryczny - uproszczony

Model osiowosymetryczny stworzony w pierwszej fazie analizy, nie odzwierciedla dokładnie złożoności konstrukcji pompy. Z uwagi na fakt, iż tulejka



Rysunek 77 Model 3D płynu zawierający 2 przeciwległe komory robocze, przecięty wzdłuż płaszczyzny symetrii

rozdzielcza posiada niesymetryczne otwory przelotowe na obwodzie (patrz rys. 69) – jej poprawne zamodelowanie wymaga dodania dodatkowego wymiaru i stworzenia modelu 3D. Ponieważ model trójwymiarowy płynu w stosunku do modelu osiowosymetrycznego wymaga o wiele większej liczby elementów, co znacząco wpływa na czasy obliczeń, w celu usprawnienia procesu analizy zjawisk zachodzących w płynie należało zbudować model, który z jednej strony oddawałby wiernie charakter zjawisk, a z drugiej nie byłby nadmiernie zasobochłonny. Takie rozwiązanie oferuje model złożony z dwóch przeciwległych komór roboczych. Z uwagi na nieparzystą (7) liczbę komór roboczych w pompie PWK należało dolną komorę obrócić dodatkowo o 1/14 obwodu, aby uzyskać symetrię nowego modelu. Zachowano natomiast pierwotną różnicę fazy pracy między tymi komorami. W związku z tym, komora górna wyprzedza komorę dolną o  $\frac{3}{7}$  cyklu (ok. 154°). Utworzony model pokazano na rysunku 77; składa się on z 38850 elementów objętościowych, 131690 ścian i 46602 węzłów. Komora górna jest połączona z komorą dolną przy pomocy komory kompensacyjnej, absorbującej skoki ciśnienia w pompie. W modelu trójwymiarowym użyto elementy bryłowe (typu Hex/Wedge) i tak, jak w przypadku modelu 2-wymiarowego, siatka dynamicznie zmieniała objętość między tłokami w zależności od położenia tłoków, których położenie wyznaczało równanie ruchu harmonicznego. Własności oleju dla modelu 3D były identyczne do tych, zastosowanych w modelu 2D, a więc również uwzględniających zmienność gęstości w zależności od ciśnienia.

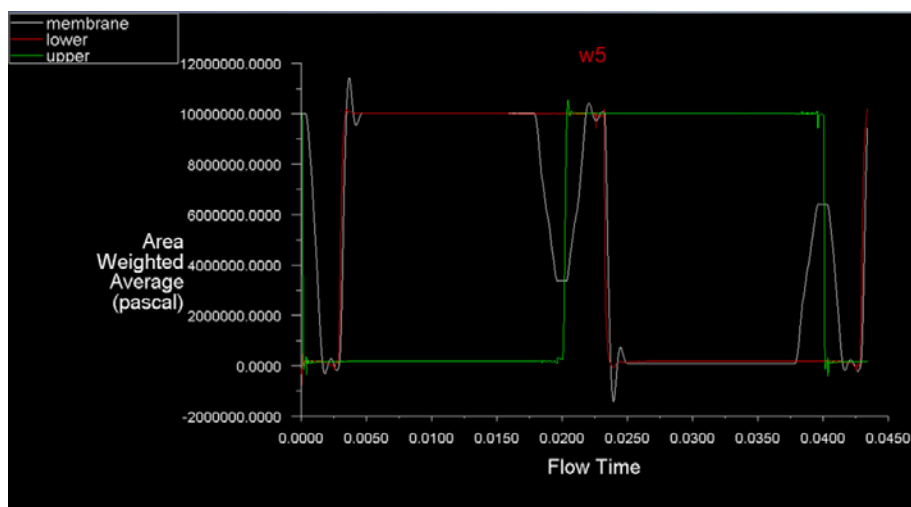
Zastosowano algorytm sprzęgający ciśnienie z prędkością zmienną w czasie oraz model lepki turbulentny (model turbulencji Spalarta-Allmarasa), wykorzystujący jedno równanie opisujące molekularną lepkość kinematyczną w obszarach przyściennych

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{v} u_i) = G_{\tilde{v}} + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{v}) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left( \frac{\partial^2 \tilde{\nu}}{\partial x_j^2} \right) \right] - Y_{\tilde{v}} + S_{\tilde{v}} \quad (8.3.2-1)$$

gdzie:  $\sigma_{\tilde{v}}$  to tłumienie lepkie,  $G_{\tilde{v}}$  funkcja generowania turbulencji,  $Y_{\tilde{v}}$  funkcja destrukcji turbulencji,  $S_{\tilde{v}}$  funkcja generacji zdefiniowana przez użytkownika.

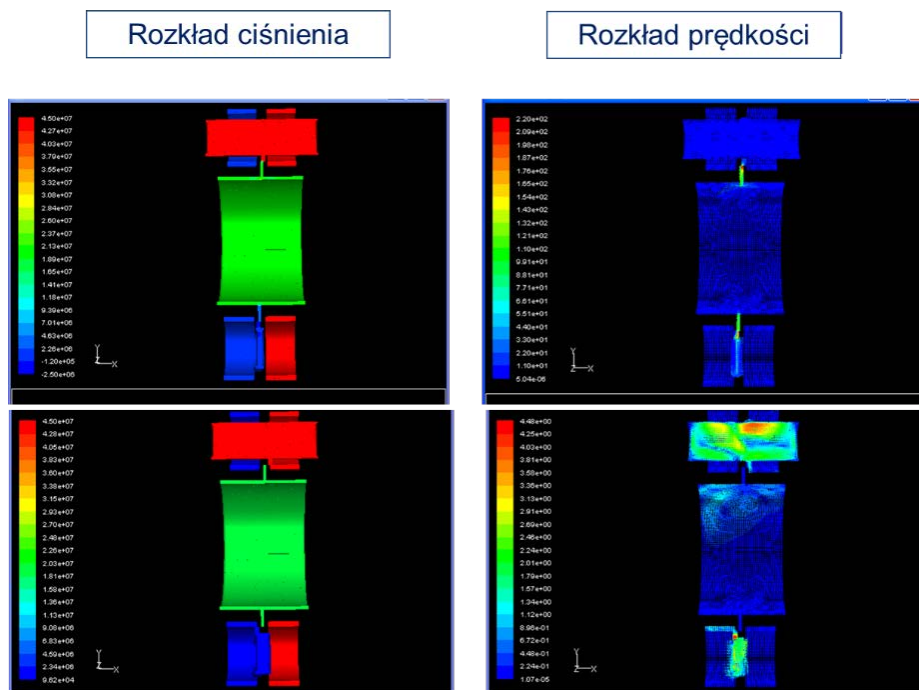
Dużą zaletą tego modelu jest opisywanie funkcji w warstwie przyściennej w przypadku nie dość dokładnej rozdzielczości siatki, co powoduje, że w modelu o zgrubnej siatce użycie modelu S-A pozwala na uzyskanie wiarygodnych wyników. Model analizowano dla wielu konfiguracji pompy i ustawień tulejki rozdzielczej, które definiowały wydajność pompy. Wydajność zmieniano od 40% do 100%. Dobierano również różne prędkości wału napędowego: od 600 do 1000 rpm. Krok czasowy dobierano wg kryterium CFL i w zależności od rozdzielczości siatki i wahał się on od  $1e^{-5}$  s do  $1e^{-4}$  s. Rysunek 79 przedstawia ciśnienie oleju w pompie zamodelowanej przy pomocy 2 komór umieszczonych przeciwległe w korpusie. Ciśnienie ssania ustawiono na poziomie 0.2 MPa, a ciśnienie tłoczenia było równe 10 MPa. Prędkość wału napędowego wynosiła 1500 rpm, a wydajność pompy ustawiono na maksymalną (100%). Wyniki dotyczą symulacji przepływu przez kanalik skonfigurowany wg schematu testów podanego na w tabeli 2. Wyniki posłużyły do wykazania wiarygodności modelu dwukomorowego, gdyż były zbliżone do wyników symulacji

działania pompy wykonanej na pełnym modelu pompy (zawierającym wszystkie 7 komór roboczych).



Rysunek 78 80Ciśnienie w komorach pompy modelu symetrycznego

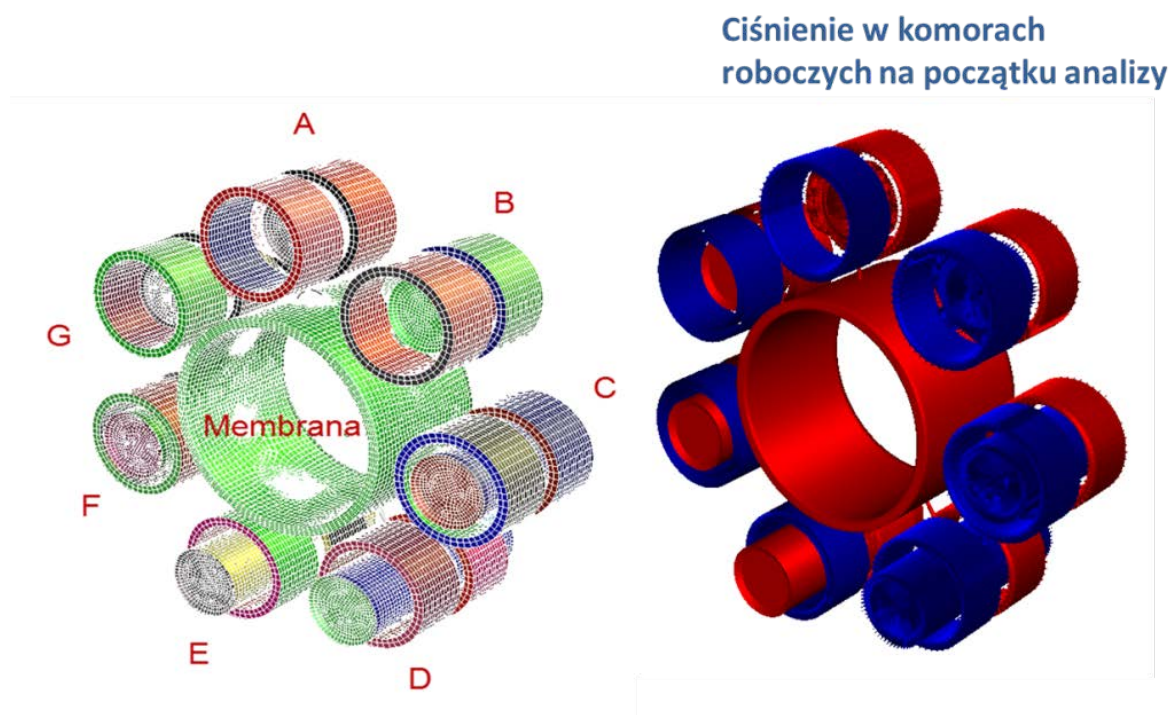
Na rysunku 79 przedstawiono rozkład ciśnienia i prędkości w modelu symetrycznym. W rzędzie górnym pokazano moment rozładowania ciśnienia oleju z górnej komory roboczej przez komorę kompensacyjną do dolnej komory roboczej, natomiast w rzędzie dolnym pokazano początek cyklu ssania komory dolnej.



Rysunek 79 Rozkład ciśnienia i prędkości w modelu dwu-komorowym pompy hydraulicznej

#### 8.4. Opis modelu trójwymiarowego - model CFD pompy ze wszystkimi komorami

Podstawowym celem stworzenia modelu uproszczonego pompy było uzyskanie narzędzia umożliwiającego sprawdzenie różnych wariantów konstrukcyjnych, przy założeniu, że model zachowuje się w sposób zbliżony do modelu reprezentującego kompletną pompę. Porównanie wyników można było przeprowadzić dopiero po stworzeniu modelu całej pompy. Taki model zawierał 7 komór roboczych rozłożonych równomiernie po obwodzie w korpusie pompy, w których cykl roboczy w danej komorze był przesunięty o fazę równą  $\frac{1}{7}$  cyklu w stosunku do sąsiedniej komory, czyli o ok.  $51^\circ$ . Komory robocze połączone były ze sobą za pomocą centralnie położonej komory kompensacyjnej utworzonej przez ścianę korpusu i zewnętrzną ściankę tulejki osadzonej na wcisk w korpusie. Komora kompensacyjna łączy się z każdą komorą roboczą poprzez kanaliki wywiercone w korpusie. Optymalizacja ilości i średnicy tych kanalików była celem analizy, która jest przedstawiona w dalszej części tekstu. Na rysunku 83 pokazano komory robocze (oznaczone w lewej części rysunku literami od A do G) i komorę kompensacyjną, a po prawej stronie rysunku - rozkład ciśnienia zadanego w każdej komorze przed rozpoczęciem analizy. Widoczne jest zróżnicowane położenie tłoczków w każdej z komór, w zależności od usytuowania komory na obwodzie, co wynika z fazowej różnicy czasu rozpoczęcia pełnego cyklu przez parę tłoczków w danej komorze.



**Rysunek 80 Model płynu w pompie złożonej z 7 komór**

Model CFD pokazany na rysunku 80 składa się z 205708 elementów objętościowych, 642380 ścian i 185080 węzłów. Model obliczany był algorytmem w pełni sprzęgającym ciśnienie z prędkością płynu (coupled algorithm). Algorytm sprzężony rozwiązuje

jednocześnie równania pędu i rozprężone równanie ciągłości bazujące na ciśnieniu. Pełne sprzężenie niejawne jest osiągnięte przez niejawną dyskretyzację gradientu ciśnienia w równaniach pędu i niejawną dyskretyzację strumienia masy na ścianie, wliczając człony dyssypacji ciśnienia wg Rhie-Chow.

W przeprowadzonej symulacji wykorzystano metodę objętości skończonych do zamiany ogólnego skalarnego równania transportu na równanie algebraiczne, które można rozwiązać numerycznie. Ta metoda polega na całkowaniu równania transportu dla każdej objętości skończonej, co w rezultacie daje równanie dyskretne opisujące prawo zachowania w odniesieniu do objętości skończonych. Zachowawcze równanie transportu dla skalarnej wielkości  $\Phi$  można zapisać następująco

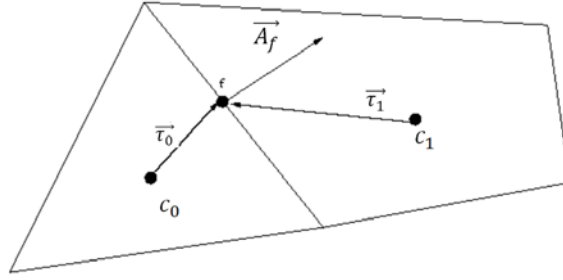
$$\int_v \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\Phi \nabla \Phi \cdot d\vec{A} + \int_v S_\Phi dV \quad (8.4-1)$$

gdzie  $\rho$  oznacza gęstość,  $\vec{v}$  wektor prędkości, równy  $(u\hat{i} + v\hat{j}$  w  $2D$ ),  $\vec{A}$  wektor pola powierzchni,  $\Gamma_\Phi$  współczynnik dyfuzji dla  $\Phi$ ,  $\nabla \Phi$  gradient  $\Phi$ , równy  $\left( \left( \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) \hat{i} + \left( \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) \hat{j} \right.$  w  $2D$ ),  $S_\Phi$  funkcję generacji  $\Phi$  na jednostkę objętości.

Dyskretyzacja równania (8.4-1) dla danej objętości daje

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{\text{ścian}}} \rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f \Phi_f & \\ & = \sum_f^{N_{\text{ścian}}} \Gamma_\Phi \nabla \Phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\Phi V \end{aligned} \quad (8.4-2)$$

gdzie:  $N_{\text{ścian}}$  to liczba ścian ograniczających komórkę objętościową,  $\Phi_f$  oznacza wartość  $\Phi$  przenikająca przez ścianę  $f$ ,  $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$  strumień masy przepływający przez ścianę,  $\vec{A}_f$  powierzchnia ściany  $f$ ,  $|A| = |A_x \hat{i} + A_y \hat{j}|$  w  $2D$ ,  $\nabla \Phi_f$  gradient  $\Phi$  na ścianie  $f$ ,  $V$  objętość komórki.



**Rysunek 81** Dyskretyzacja równania transport wielkości skalarnej na przykładzie komórki kontrolnej objętości.

Zdyskretyzowane skalarnie równanie transportu (8.4-2) zawiera nieznaną wielkość skalarną  $\Phi$  w środku komórki, jak również nieznanne wielkości w sąsiednich komórkach. Zazwyczaj równanie to będzie nieliniowe w odniesieniu do tych zmiennych. Liniową postać równania (8.4-2) można zapisać jako

$$a_p \Phi = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (8.4-3)$$

gdzie indeks dolny  $nb$  odnosi się do sąsiednich komórek, natomiast  $a_p$  i  $a_{nb}$  są liniowymi współczynnikami  $\Phi$  oraz  $\Phi_{nb}$ . Podobne równanie można stworzyć dla każdej komórki objętościowej w siatce modelu. Tworzą one układ równań algebraicznych z rzadką macierzą współczynników. Równania skalarnie są rozwiązywane w Fluencie przy pomocy niejawnego algorytmu Gaussa-Seidela w powiązaniu z algebraiczną metodą multigridową (AMG). Dla stanu ustalonego postać całkowa równania ciągłości wygląda następująco

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (8.4-4)$$

natomiast równanie pędu można zapisać

$$\oint \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = -\oint p \mathbf{I} \cdot d\vec{A} + \oint \bar{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_v \vec{F} dV \quad (8.4-5)$$

gdzie  $\mathbf{I}$  jest macierzą jednostkową,  $\bar{\tau}$  oznacza tensor naprężenia, a  $\vec{F}$  jest wektorem siły.

Podobnie jak przy dyskretyzacji równania transportu (8.4-2), można zdyskretyzować równanie pędu względem osi  $x$ , zakładając  $\Phi = \vec{u}$

$$a_p \vec{u} = \sum_{nb} a_{nb} \vec{u}_{nb} + \sum p_f A \cdot \hat{i} + S \quad (8.4-6)$$

Skorzystano z założenia, że zarówno wartości ciśnienia i prędkości odnoszą się do środka komórki objętości skończonej. Ponieważ równanie (8.4-6) wymaga, podania

wartości ciśnienia na ścianie między komórkami  $c_0$  i  $c_1$  (patrz rys. 82) niezbędne jest wprowadzenie interpolacji wartości ciśnienia, aby obliczyć ciśnienie na ścianie na podstawie wartości ciśnienia w środku sąsiednich komórek. Podstawowy schemat interpoluje wartości ciśnienia na ścianie stosując współczynniki z równania pędu

$$P_f = \frac{\frac{P_{c_0}}{a_{p,c_0}} + \frac{P_{c_1}}{a_{p,c_1}}}{\left(\frac{1}{a_{(p,c_0)}} + \frac{1}{a_{p,c_1}}\right)} \quad (8.4-7)$$

Równanie (8.4-4) można scałkować po obszarze komórki objętości kontrolnej (rys. 84), otrzymując następujące równanie

$$\sum_f^{N_{\text{ścian}}} J_f A_f = 0 \quad (8.4-8)$$

gdzie  $J_f$  jest strumieniem masy przez ścianę  $f$ ,  $\rho \vec{v}$ . Niezbędnym krokiem jest odniesienie wielkości prędkości  $\vec{v}_n$  na ściankach do składowanych wartości prędkości w środku komórek. Liniowa interpolacja prędkości ze środka komórek jest niefizycznym zniekształceniem wielkości ciśnienia. W symulacji zastosowano procedurę zapobiegającą zniekształceniu, podobną do procedury zaproponowanej przez Rhie i Chow, a mianowicie: wartość prędkości na ścianie nie jest uśredniana liniowo. Zamiast tego stosuje się średnią ważoną pędu, bazując na współczynniku  $a_p$  z równania (8.4-3). Stosując ten procedurę uzyskuje się strumień  $J_f$  przepływający przez ściankę  $f$  jako

$$J_f = \rho_f \frac{a_{p,c_0} \vec{v}_{n,c_0} + a_{p,c_1} \vec{v}_{n,c_1}}{a_{p,c_0} + a_{p,c_1}} + d_f \left( (p_{c_0} + (\nabla p)_{c_0} \cdot \vec{r}_0) - (p_{c_1} + (\nabla p)_{c_1} \cdot \vec{r}_1) \right) \quad (8.4-9)$$

Z powyższego wynika, że

$$J_f = \hat{J}_f + d_f (p_{c_0} - p_{c_1}) \quad (8.4-10)$$

gdzie  $p_{c_0}, p_{c_1}$  i  $\vec{v}_{n,c_0}, \vec{v}_{n,c_1}$  to odpowiednio ciśnienia i prędkości w dwóch komórkach po obu stronach ścianki, a  $\hat{J}_f$  zawiera wpływ prędkości w tych komórkach. Człon  $d_f$  jest funkcją  $a_p$ , średnią współczynników  $a_p$  z równania pędu dla komórek po obu stronach ścianki  $f$ . Algorytm rozprzężony, bazujący na ciśnieniu rozwiązuje oddzielnie równania ciągłości i pędu, natomiast algorytm sprzężony rozwiązuje te równania jednocześnie.

W równaniu pędu (8.4-6) gradient ciśnienia dla składnika  $k$  ma postać

$$\sum_f p_f A_k = - \sum_j a^{u_k p} p_j \quad (8.4-11)$$

gdzie  $a^{u_k p}$  jest współczynnikiem uzyskanym na podstawie twierdzenia dywergencji Gaussa-Ostrogradskiego i ze współczynników uzyskanych metodą interpolacji (7.4-7). Ostatecznie dla każdej  $i - tej$  komórki objętości kontrolnej, zdyskretyzowaną formę równania pędu dla składnika  $k$  można zdefiniować jako

$$\sum_j a_{ij}^{j u_k} u_{kj} + \sum_j a_{ij}^{j u_k p} p_j = b_i^{u_k} \quad (8.4-12)$$

W równaniu ciągłości (8.4-8) bilans strumieni zastępuje się definicją strumienia z równania (8.4-9) otrzymując zdyskretyzowaną postać

$$\sum_j \sum_k a_{ij}^{p u_k} u_{kj} + \sum_j a_{ij}^{p p} p_j = b_i^p \quad (8.4-13)$$

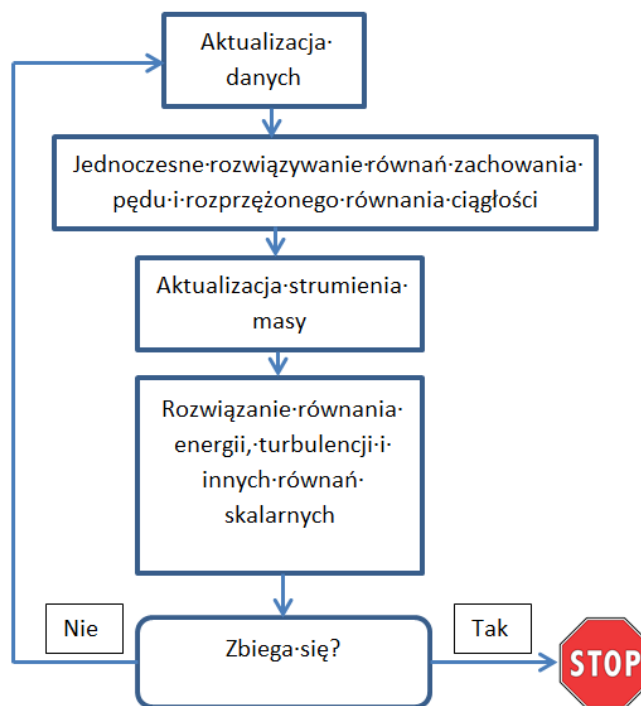
W rezultacie układ równań (8.4-12) i (8.4-13) można przedstawić w postaci macierzowej

$$\sum_j [A]_{ij} \vec{X}_j = \vec{B}_i \quad (8.4-14)$$

Powyższe równanie można rozwiązać przy pomocy sprzężonego algorytmu AMG.

Schemat blokowy sprzężonego algorytmu obliczającego ciśnienie przedstawiono na rysunku 83.





Rysunek 82 Schemat logiczny algorytmu sprzężonego

#### 8.4.1 Kompensacja skoków ciśnienia

Zaprojektowana w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej pompa hydrauliczna osiowa wielotłoczkowa o stałej wydajności charakteryzuje się dobrymi parametrami: bardzo wysokim ciśnieniem roboczym (do 55 MPa), całkowitą sprawnością ok. 94% i wysoką gęstością mocy. Jednakże celem strategicznym było stworzenie pompy o zmiennej wydajności. Zastosowanie nowatorskiego rozwiązania konstrukcyjnego w postaci tulejki rozdzielczej, która odciąża układ rozrządu od sił hydrostatycznych, pozwoliło sterować wydajnością pompy za pomocą niewielkiego aktuatora, który może być silnik krokowy, czy proporcjonalny elektromagnes. Co oznacza wyeliminowanie kosztownego i skomplikowanego serwomechanizmu, stosowanego we wszystkich znanych pompach o zmiennej wydajności, zmniejszając jednocześnie gabaryty i podnosząc niezawodność pompy. Zmiana wydajności pompy PWK jest realizowana poprzez zmianę ustawienia kąтового krzywki sterującej w stosunku do wału napędowego (rys. 6). Testy nowej konstrukcji pompy potwierdziły wykonalność nowego rozwiązania, ale jednocześnie w komorach roboczych wykryto szkodliwe, krótkotrwałe skoki ciśnienia. Na ich wielkość mają wpływ czynniki

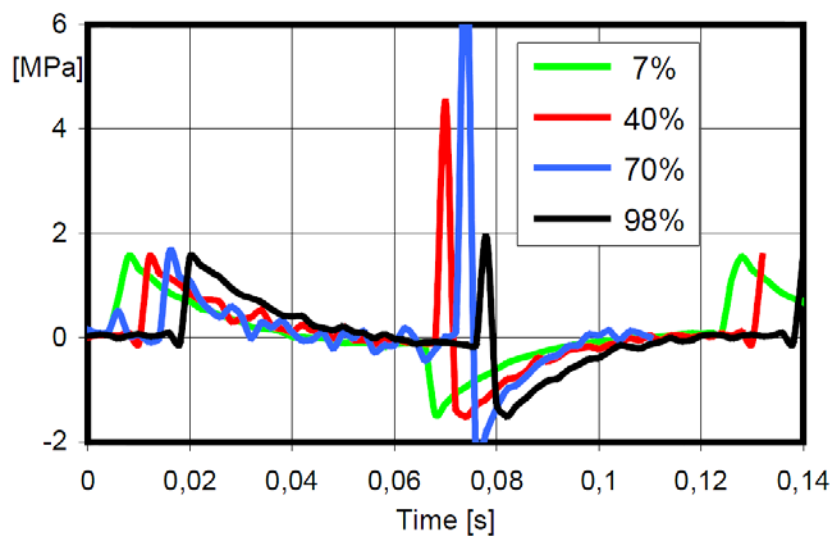
wymienione na rysunku 83. Najważniejszymi z nich są: nastawa wydajności pompy,



prędkość obrotowa i przecieki.

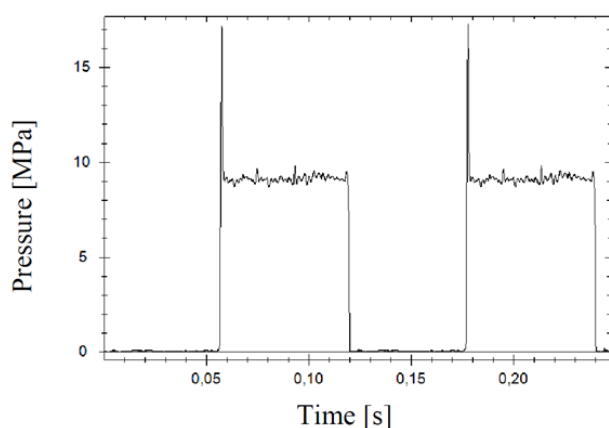
**Rysunek 83** 85Czynniki wpływające na amplitudę skoków ciśnienia w komorze roboczej

Te wahnięcia ciśnienia spowodowane były ruchem tulejki rozdzielczej i następowały w punkcie, gdy okno tulejki rozdzielczej, sterujące przepływem oleju znajdowało się dokładnie pod „mostkiem” oddzielającym kanały wysokiego i niskiego ciśnienia. W tym położeniu następowało odcięcie komory roboczej od obu kanałów. Przeprowadzono szereg prób na stanowisku badawczym, których przebiegi pokazano poniżej. Największe skoki ciśnienia miały miejsce dla wydajności ok. 70% przy niewielkim ciśnieniu tłoczenia (rysunek 84).

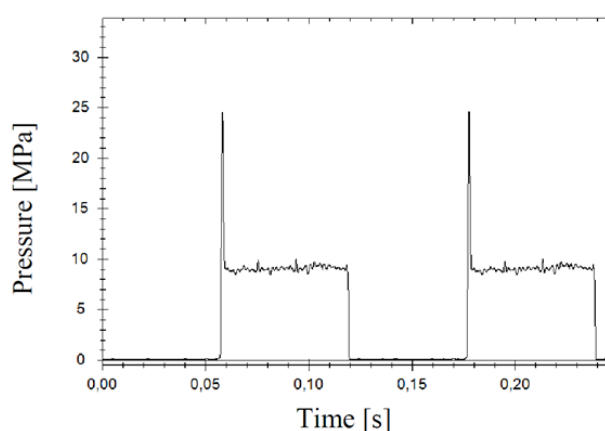


**Rysunek 84** Skoki ciśnienia w komorze roboczej pompy PWKZ-78 dla różnych nastaw wydajności [31]

Dla ciśnienia tłoczenia równego 10 MPa wykonano serię pomiarów przy różnej wydajności pompy i zaobserwowano wzrost amplitudy ciśnienia przy zmniejszeniu nastawy wydajności (rysunki 85 i 86).

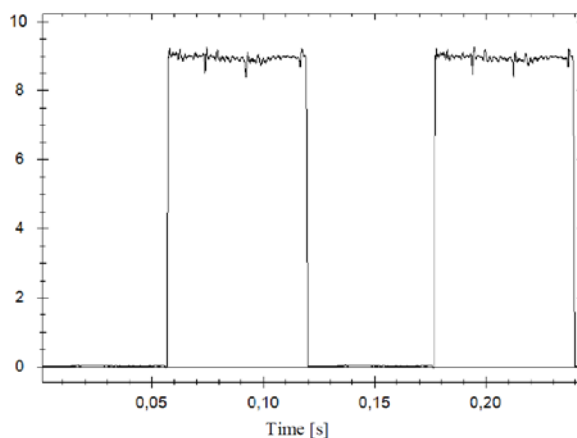


Rysunek 85 Ciśnienie w komorze roboczej pompy; 500 rpm, wydajność=60% [34]



Rysunek 86 Ciśnienie w komorze roboczej pompy; 500 rpm, wydajność=20% [34]

Natomiast nie zaobserwowano skoków ciśnienia dla nastawy wydajności równej 100%.

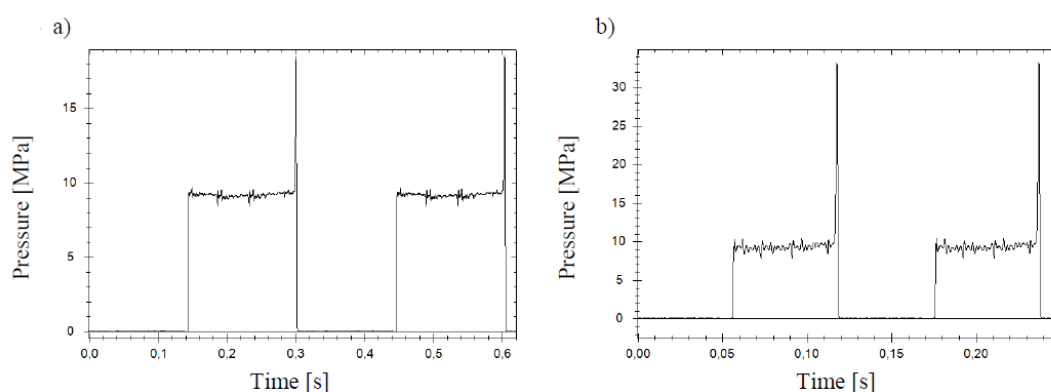


Rysunek 87 Ciśnienie w komorze roboczej pompy; 500 rpm, wydajność=100% rpm [34]

Wzrost prędkości obrotowej wału napędowego pompy powoduje wzrost amplitudy skoku ciśnienia. To zjawisko jest nierozdzielnie związane z przeciekami oleju z zaślepionej komory roboczej. Szybszy ruch pompy zwiększa prędkość tłoczków i tulejki rozdzielczej, powodując, że czas zaślepienia komory roboczej skraca się, co

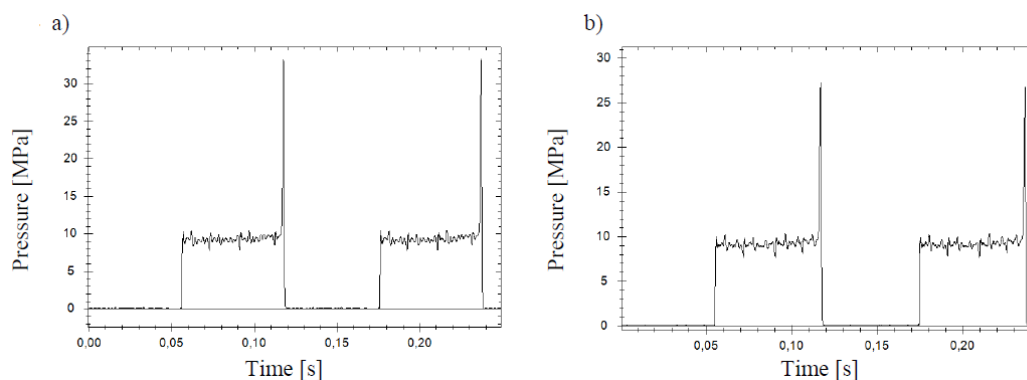
powoduje krótszy czas wycieku oleju z komory, a to przekłada się na jego wyższe chwilowe sprężenie niż w przypadku prędkości niższej, gdy przecieki z komory roboczej trwają dłużej powodując widoczne obniżenie ciśnienia w komorze roboczej. W pompie jest kilka miejsc przecieków, z których najbardziej istotne są:

- szczelina pierścieniowa między tulejką rozrządu i tłokiem
- podparcie hydrostatyczne pod stopką
- szczelina między kanałami niskiego i wysokiego ciśnienia



**Rysunek 88** Zmiana ciśnienia w komorze roboczej przy wydajności 20%: a) 200 rpm, b) 500 rpm [34]

Suma wszystkich przecieków zmniejsza objętość sprężanej cieczy i ostatecznie amplitudę skoku ciśnienia. Wielkość przecieków przez szczeliny zależy od ciśnienia tłoczenia i wielkości szczelin, przy czym ciśnienie wpływa na wielkość szczelin. Obliczono, że niektóre szczeliny, jak szczelina między tulejką rozrządu i tłoczkiem może podwoić wysokość pod wpływem wzrostu ciśnienia. To zwiększa przecieki, które wpływają na wielkość ciśnienia, powodując skomplikowane sprężenie zwrotne,



**Rysunek 89** Zmiany ciśnienia w komorze roboczej (500 rpm, wydajność 20%): a) temperatura oleju 33 °C, b) temperatura oleju 58 °C [34]

niemożliwe do rozwiązania w sposób analityczny. Na wielkość przecieków znaczny wpływ na temperatura oleju. Jej wzrost zmniejsza lepkość oleju, co powoduje zwiększenie przecieków i spadek ciśnienia w zaślepionej komorze roboczej (rysunek 90). Wielkość amplitudy skoków ciśnienia można obliczyć za pomocą wzoru

$$p = p_0 + K \left( \frac{\Delta V}{V} \right) \quad (8.4-1)$$

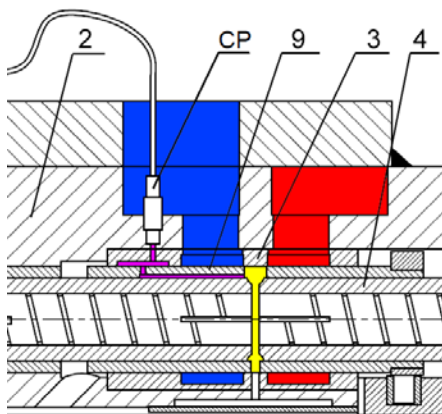
gdzie:  $p$  wartość maksymalna amplitudy skoku ciśnienia,  $p_0$  średnie ciśnienie tłoczenia,  $K$  współczynnik sprężystości objętościowej,  $\Delta V$  rzeczywista objętość ściśniętej cieczy,  $V$  początkowa objętość cieczy w zaślepionej komorze.

Z (8.4-1) wynika, iż współczynnik sprężystości objętościowej oleju wywiera znaczący wpływ na wielkość skoku ciśnienia. Zależy on od temperatury, lepkości, ciśnienia oraz ilości powietrza rozpuszczonego w oleju i waha się od 1000 do 2500 MPa. Innym istotnym czynnikiem jest początkowa objętość cieczy w zaślepionej komorze roboczej. Im jest ona większa, tym mniejszy będzie skok ciśnienia. Aby w równaniu (8.4-1) uwzględnić przecieki, należy od teoretycznie sprężonej objętości cieczy odjąć objętość cieczy, która w postaci przecieków opuściła komorę roboczą. Poniższe równanie przedstawia rzeczywistą objętość ściśniętej cieczy po uwzględnieniu przecieków

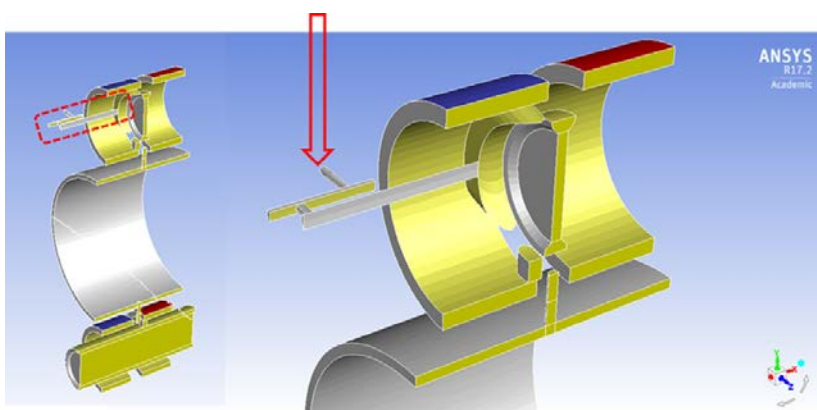
$$\Delta V = \Delta V_t - (Q_{HB} + Q_{SP} + Q_W) \cdot t_d \quad (8.4-2)$$

gdzie:  $\Delta V_t$  to teoretyczna objętość ściśniętej cieczy,  $Q_{HB}$  przeciek na podporze hydrostatycznej,  $Q_{SP}$  przeciek w szczelinie między tulejką rozdzielczą i tłoczkiem,  $Q_W$  przeciek między kanałami wysokiego i niskiego ciśnienia,  $t_d$  czas zaślepienia komory roboczej. Ze względu na fakt, iż ciśnienie w komorze roboczej można było mierzyć tylko w sposób pośredni – montując czujnik piezoelektryczny wewnątrz korpusu pompy, który był połączony z komorą roboczą kanałami, postanowiono zamodelować ten układ pomiarowy i porównać wyniki symulacji z badaniami. Na rysunku 90 pokazano schemat układu pomiarowego zastosowanego na stanowisku badającym pompę PWK, natomiast na rysunku 91 przedstawiono model pompy z kanałami wykonanymi w korpusie, łączącymi czujnik umieszczony w gnieździe korpusu z komorą roboczą między tłoczkami. Na rysunku 92 porównano wyniki uzyskane z badań na stanowisku testowym ze wstępnym przebiegiem symulacji. Obiektem badań była pompa o zmiennej

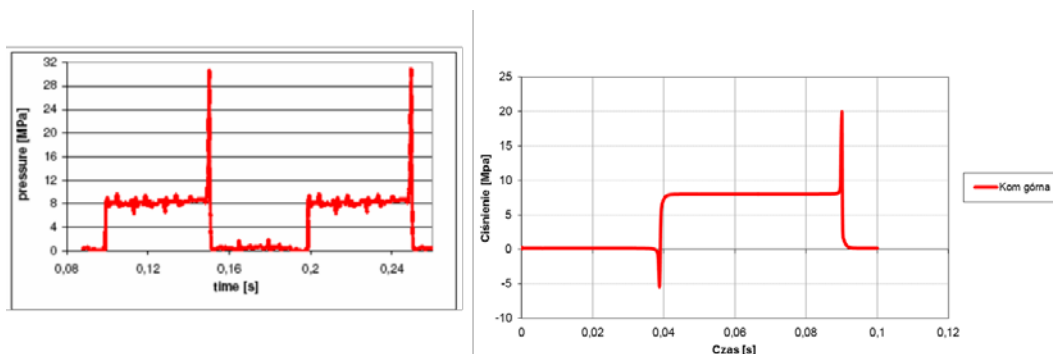
wydajności, PWKZ-80, w której prędkość ustalono na 600 rpm, a wydajność na 60%. Wyniki symulacji pokazują zbliżoną charakterystykę krzywej ciśnienia, niemniej występują pewne różnice, które wynikały m.in. z nieuwzględnienia zjawiska kawitacji w modelu symulacyjnym.



**Rysunek 90 Umiejscowienie czujnika piezoelektrycznego: CP - czujnik piezoelektryczny, 2 - korpus, 3 - gniazdo, 4 - tłoczek, 9 - tuleja rozrządu, kolor fioletowy - kanały łączące czujnik z komorą roboczą, kolor żółty - komora robocza, kolor czerwony – kanał [37]**

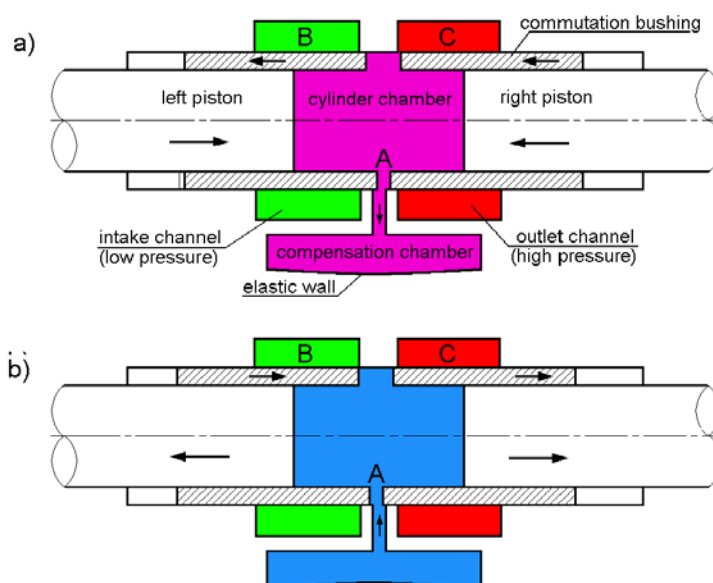


**Rysunek 91 Model pompy z kanałami pomiarowymi łączącymi czujnik w korpusie z komorą roboczą**



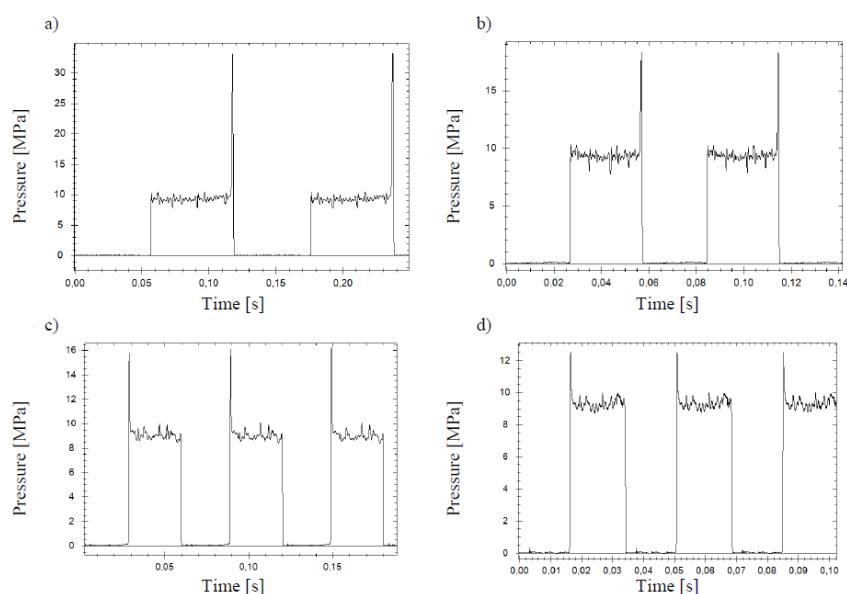
**Rysunek 92 Porównanie wyników badań na stanowisku [37] z symulacją**

Amplituda skoków ciśnienia może osiągać 20 MPa i musi zostać skompensowana w celu uniknięcia możliwości uszkodzenia pompy i wyeliminowania hałasu.

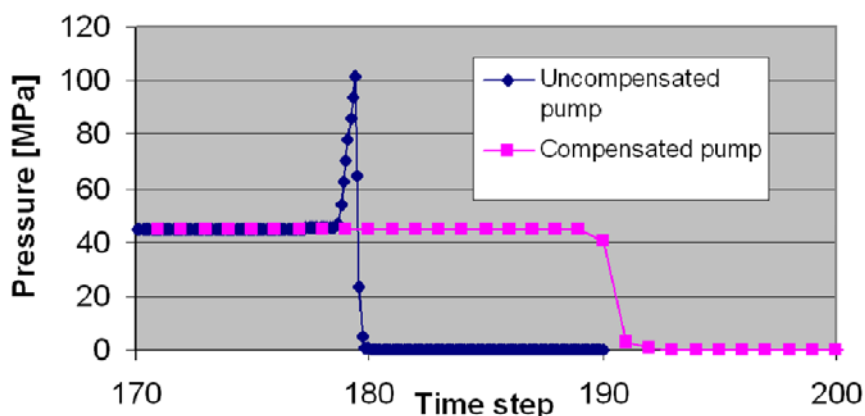


**Rysunek 93 Kompensacja skoków ciśnienia: a) faza tłoczenia, b) faza ssania [31]**

Jako rozwiązanie tego problemu konstruktorzy zaproponowali podatną membranę. Rysunek 93 przedstawia konfigurację pompy w momencie, gdy komora robocza będąc odcięta od kanałów niskiego i wysokiego ciśnienia jest połączona z komorą kompensacyjną, która przejmuje nadmiar ciśnienia, lub uzupełnia jego niedomiar (faza ssania). Fakt, iż komora kompensacyjna jest połączona z wszystkimi komorami roboczymi umożliwia zredukowanie skoków ciśnienia w całej pompie. W przypadku a) tłoczki sprężające ciecz w komorze roboczej zbliżają się do siebie, zmniejszając objętość komory, a jednocześnie tulejka rozdzielcza rozłącza odpływ oleju z komory roboczej do kanału tłoczącego. Występujący z tego powodu wzrost ciśnienia jest kompensowany otwarciem się wylotu do komory kompensacyjnej, która przejmuje nadmiar oleju z komory roboczej. Przypadek b) pokazuje sytuację przeciwną, gdy tłoczki oddalają się od siebie, powiększając objętość komory roboczej odciętej jeszcze od kanału zasilającego, co powoduje ujemny skok ciśnienia. Wskutek otwarcia wlotu z komory kompensacyjnej olej wpływa do komory roboczej wyrównując ciśnienie. Wstępne testy badawcze na stanowisku wykazały poprawność założeń projektowych. Zastosowanie podatnej komory kompensacyjnej spowodowało spadek amplitudy skoków ciśnienia o ok. 50%, nie wpływając ujemnie na sprawność pompy. Do symulacji użyto model trójwymiarowy, symetryczny, dwukomorowy, przedstawiony na rysunku 77. Olej potraktowano jako ciecz lekko ściśliwą. Wykonano przebiegi obliczeniowe dla konfiguracji pompy pozbawionej komory kompensacyjnej oraz modelu z komorą kompensacyjną. Porównanie wyników pomiaru ciśnienia modelu pokazano na rysunku 96. W rezultacie zaobserwowano wyraźną poprawę kompensacji skoków ciśnienia.



**Rysunek 94** Zmiany ciśnienia w komorze roboczej (temperatura oleju 33°C): a) 500 rpm, wydajność 20%, bez kompensacji ciśnienia, b) 500 rpm, wydajność 20%, z komorą kompensacyjną, c) 1000 rpm, wydajność 80%, bez kompensacji ciśnienia, d) 1000 rpm, wydajność 80% z komorą kompensacyjną [34]

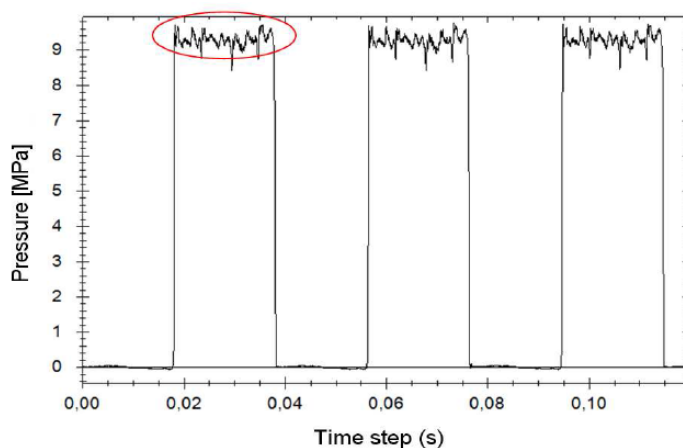


**Rysunek 95** Porównanie ciśnienia w komorze roboczej dla modelu z komorą i bez komory kompensacyjnej [31]

Wyniki symulacji przedstawiono dla pompy o prędkości 1500 rpm i nastawie wydajności równej 100%. Widoczne na rysunku 96 oscylacje ciśnienia – oznaczone kolorem czerwonym - przypisano wpływowi komory kompensacyjnej.

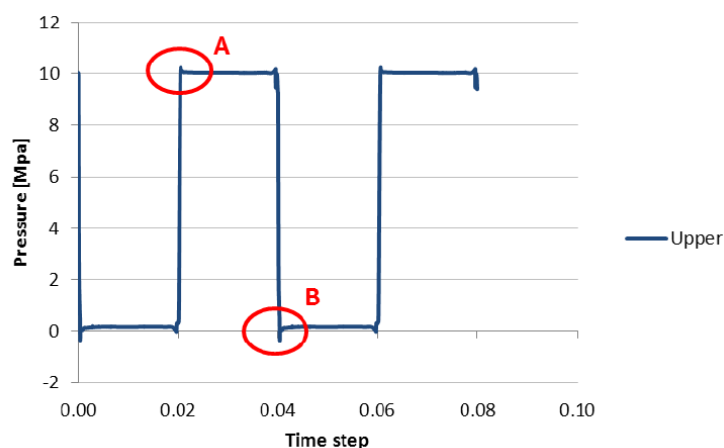
Brak tego typu oscylacji na wykresie będącym wynikiem symulacji (rys. 97) zinterpretowano jako niewrażliwość modelu CFD na podatność membrany, jako, że struktura w modelu została zamodelowana jako ciało sztywne. Niemniej powodem mogły również być szumy pomiarowe występujące w sygnale pochodzącym z czujnika ciśnienia.





**Rysunek 96** Zmiana ciśnienia w komorze roboczej, 1500 rpm, 100% wydajności, temperatura oleju 33°C. Obszar zaznaczony na czerwono oznacza wpływ komory kompensacyjnej [34]

2 charakterystyczne obszary zaznaczone na rysunku 97 na czerwono przypisano dwóm zjawiskom: a) kompensacji ciśnienia, b) kawitacji.



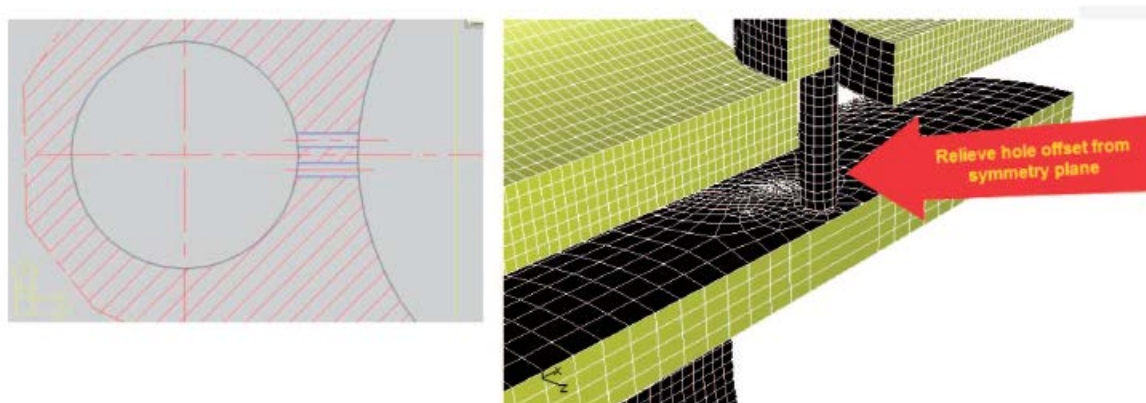
**Rysunek 97** Zmiana ciśnienia w modelu symulacyjnym. Obszar A przypisany wpływowi komory kompensacyjnej, obszar B – kawitacji

Jednym z celów symulacji było wybranie optymalnej konfiguracji membrany oraz ilości i średnicy otworów łączących komorę kompensacyjną z 7 komorami roboczymi w korpusie pompy. Stworzono kilka kombinacji różnych parametrów, z których dwie przedstawiono w Tabeli 2.

Model type	No. of relieve holes	Diameter [mm]	Membrane thickness [mm]
Configuration 1	1	1	1
Configuration 5	2	1.4	1

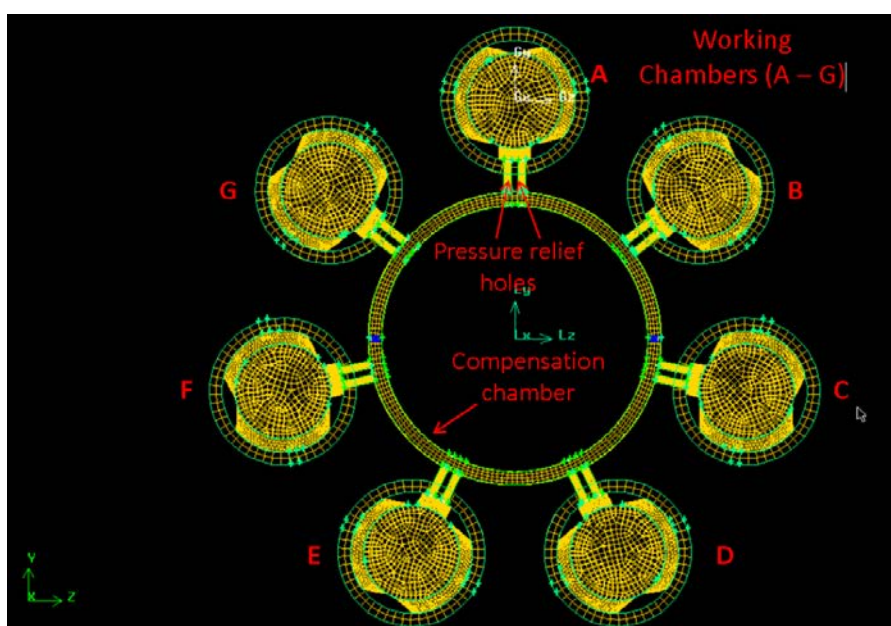
**Tabela 2** Dwie różne konfiguracje parametrów membrany i otworków kompensacyjnych

Pierwsza konfiguracja dotyczyła 1 otworu ( $\Phi = 1\text{mm}$ ) kompensacyjnego łączącego komorę roboczą z komorą kompensacyjną. Druga posiadała 2 otwory o średnicy 1.4 mm. W obu przypadkach membrana miała grubość 1 mm. W pierwszej kolejności wykonano analizę CFD, w której struktura była zamodelowana jako ciało sztywne.



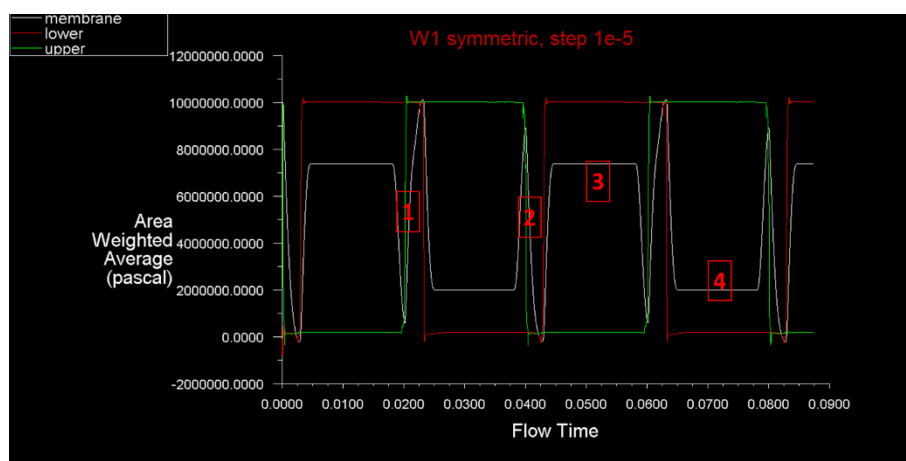
**Rysunek 98** Konfiguracja nr 5 - otwór odsunięty od płaszczyzny symetrii

Użyto modelu symetrycznego oraz modelu pełnego. Model symetryczny dla konfiguracji nr 5 pokazano na rysunku 98. Po lewej stronie widoczny jest przekrój przez korpus z widocznymi 2 otworami kompensacyjnymi, a po prawej na symetrycznym modelu 3D widać jeden otwór odsunięty od osi symetrii. Model pełny dla konfiguracji nr 5 pokazano na rysunku 99. W modelu zadano prędkość wału pompy równa 1500 rpm, a nastawę wydajności ustawiono na 100%. W wyniku analizy otrzymano wykresy ciśnienia w komorze górnej, dolnej oraz komorze kompensacyjnej. Wykres dla konfiguracji nr 1 pokazano na rysunku 100.

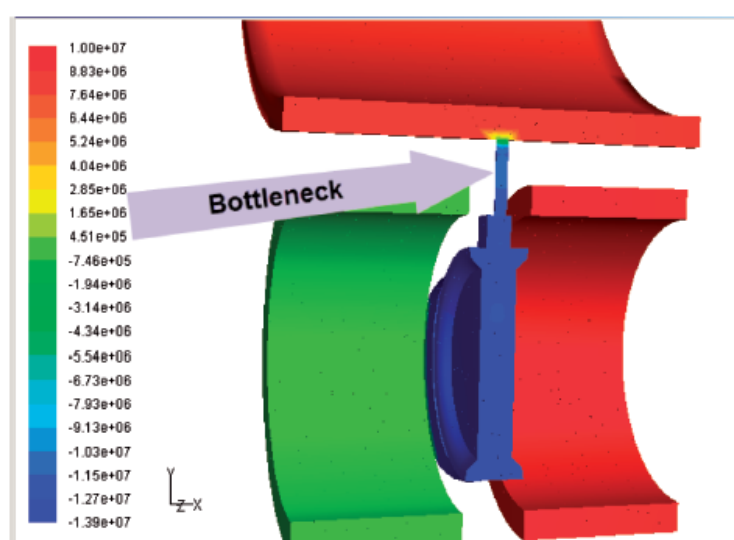


**Rysunek 99** Model 7-komorowy pompy PWK - konfiguracja nr 5

Czerwone cyfry (znaczniki) na wykresie wskazują na charakterystyczne miejsca porównawcze wykresów dla konfiguracji nr 1 oraz nr 5. Na rysunku znaczniki 1 i 2 pokazują rozbieżności (nienadążanie) ciśnienia w komorze kompensacyjnej za zmianami ciśnienia wymuszonymi przez górną i dolną komorę roboczą. Znaczniki 3 i 4 określają poziom ciśnienia w komorze kompensacyjnej – które nie zrównuje się z ciśnieniem w komorach roboczych. Powodem takiego zachowania się komory kompensacyjnej jest dławienie przepływu oleju przez zbyt wąski otwór kompensacyjny. Można to wyraźnie zauważyć na rysunku 101, pokazującym rozkład ciśnienia w komorach. U nasady otworka kompensacyjnego panuje bardzo niskie ciśnienie uniemożliwiające swobodny przepływ oleju z komory kompensacyjnej do dolnej komory roboczej.



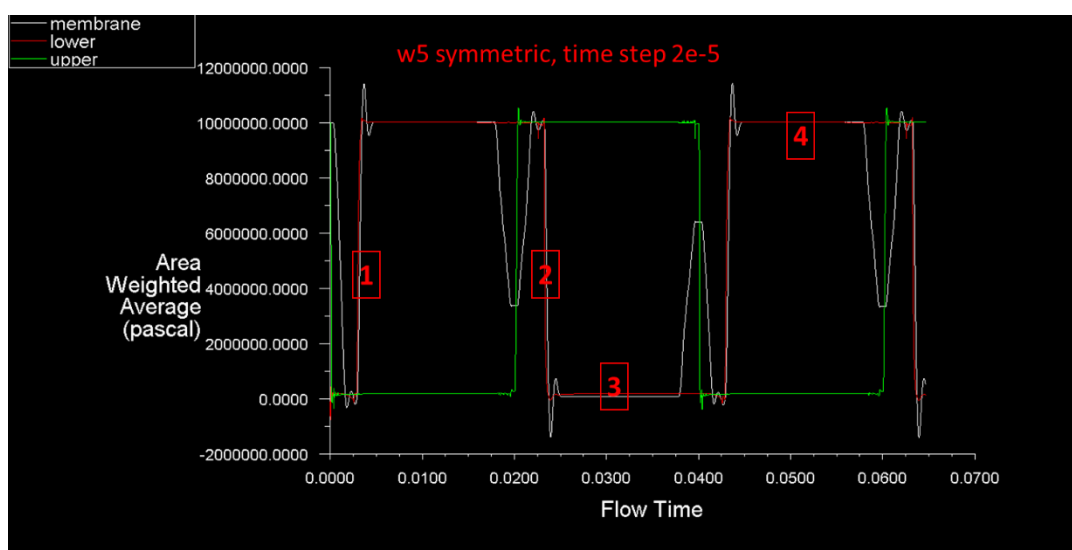
Rysunek 100 Ciśnienie w modelu z komorą kompensacyjną - konfiguracja nr 1



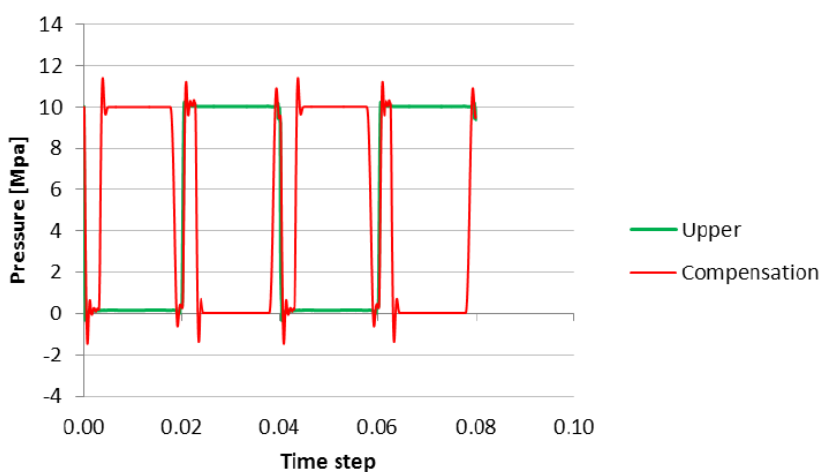
Rysunek 101 Zdławienie przepływu przez zbyt ciasny otwór kompensacyjny - konfiguracja nr 1  
Wykres ciśnienia dla konfiguracji nr 5 pokazano na rysunku 102. Zaobserwować można dobrą zgodność odpowiedzi komory kompensacyjnej z wymuszeniem ciśnieniem narzucanym przez górną i dolną komorę roboczą.

. Znaczniki 1 i 2 pokazują nadszanie membrany za wymuszeniem generowanym przez komory robocze, a znaczniki 3 i 4 zaznaczają pełen zakres ciśnienia komory kompensacyjnej, pokrywający się z wymuszeniami ciśnienia pochodzącego od komór roboczych.

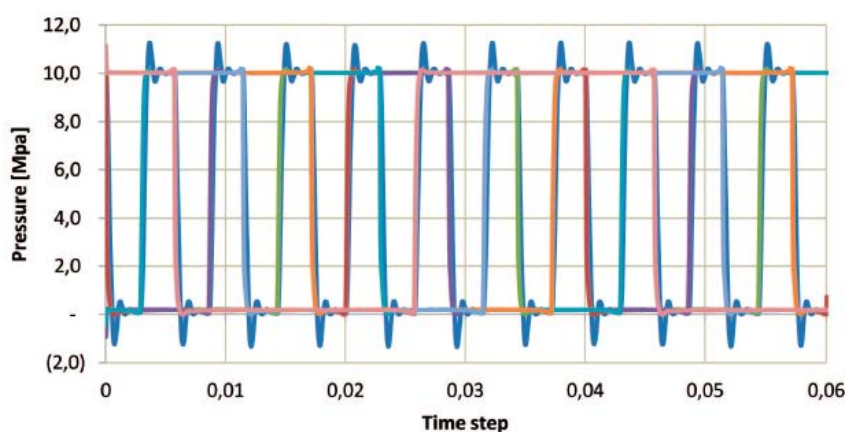
Rysunki 103 i 104 pokazują wykresy zmian ciśnienia w komorach roboczych dla tej samej konfiguracji pompy (2 otworki kompensacyjne o średnicy 1.4 mm) w dwóch modelach: symetrycznym (2-komorowym) i pełnym (7-komorowym). Istnieje dobra zgodność między tymi wykresami, uzasadniająca stosowanie uproszczonego modelu symetrycznego (2-komorowego) zamiast pełnego modelu pompy.



Rysunek 102 Ciśnienie w modelu z komorą kompensacyjną - konfiguracja nr 5



Rysunek 103 Konfiguracja nr 5 - model symetryczny



Rysunek 104 Konfiguracja nr 5 - model kompletnej pompy

#### 8.4.2 Model kawitacji.

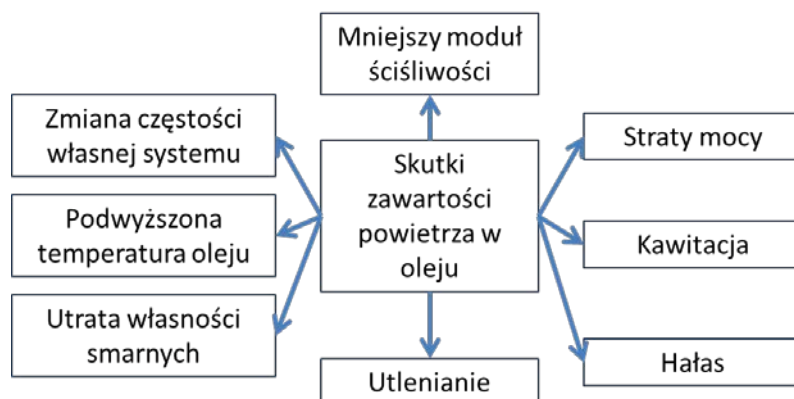
Kawitacja jest procesem przerywania ciągłości cieczy wskutek obniżenia ciśnienia i powstania pęcherzyków wypełnionych gazem. Kawitacja występuje w dwóch głównych postaciach: kawitacji parowej i gazowej. Kawitacja parowa jest procesem wrzenia, charakteryzującego się gwałtownym wzrostem objętości pęcherzyków pary cieczy w trakcie zamiany cieczy w parę. Taka sytuacja będzie miała miejsce, gdy ciśnienie spadnie poniżej ciśnienia parowności cieczy. Kawitacja gazowa jest procesem dyfuzyjnym, zachodzącym wtedy, gdy ciśnienie spada poniżej ciśnienia nasycenia gazów rozpuszczonych w cieczy, nie przechodzących w fazę ciekłą. Podczas gdy kawitacja parowa jest bardzo gwałtowna i jej czas można mierzyć w mikrosekundach, kawitacja gazowa jest dużo powolniejsza – jej czas powstawania zależy od stopnia konwekcji. Uszkodzenia od kawitacji występują zazwyczaj w warunkach kawitacji parowej, gdy fala uderzeniowa może powodować erozję powierzchni. Kawitacja gazowa powoduje hałas, podnosi temperaturę i powoduje chemiczną degradację oleju poprzez jego utlenianie. W pompach hydraulicznych, w których głównym nośnikiem energii jest olej hydrauliczny występuje zjawisko kawitacji związane z uwalnianiem się z oleju rozpuszczonego w nim gazu. Powstawanie pęcherzyków gazu w oleju spowodowane jest lokalnym spadkiem ciśnienia, po czym pęcherzyki są unoszone z płynem do strefy podwyższonego ciśnienia, gdzie następuje ich implozja (gwałtowne zapadanie się). Spadek ciśnienia może być spowodowany lokalnym wzrostem prędkości płynu. Przebieg kawitacji i zawartość pęcherzyków gazu zależą od prężności par danej cieczy i jej zdolności do rozpuszczania powietrza. Poziom ciśnienia w przewodach ssawnych pompy  $((5 \div 10)10^3 Pa)$  jest znacznie wyższy od poziomu prężności par olejów mineralnych  $\gg (0,1 \div 1)10^3 Pa$  w zakresie temperatur pracy pompy (niektóre źródła podają prężność par oleju mineralnego jako  $1 \cdot 10^{-8} bar$ ). Rozpuszczalność powietrza w oleju wynosi od  $(6 \div 12)\%$ , natomiast dla przykładu rozpuszczalność powietrza w wodzie w temperaturze  $293 K$  wynosi  $1.6 \%$  [29]. Większa rozpuszczalność powietrza w oleju i mała prężność par powodują, że pęcherzyki kawitacyjne w oleju wypełnione są prawie całkowicie powietrzem. Pary oleju pojawiają się śladowo tylko przy stosowaniu olejów o małej lepkości przy temperaturze powyżej  $350 K$  i przy

wysokim podciśnieniu; wtedy mogą odparować najbardziej lotne frakcje oleju. Natomiast w wodzie kawitacja powstaje łatwiej, a pęcherzyki wypełnione są parą wodną.

Szkodliwość kawitacji manifestuje się następująco:

- niepełne napełnianie się komór roboczych cieczą – co powoduje obniżenie sprawności pompy
- występowanie zjawisk dynamicznych (drgań) przez zmniejszenie modułu sprężystości
- długotrwałe działanie kawitacji może powodować wżery kawitacyjne na powierzchniach metalowych
- powstanie hałasu

Lepkość oleju hydraulicznego  $\mu$  oraz jej zależność od temperatury jest podstawowym parametrem brany pod uwagę przy doborze oleju do systemu hydraulicznego. Zbyt niska lepkość może powodować utratę przez ciecz roboczą właściwości smarnych, natomiast za duża lepkość może powodować występowanie zjawiska kawitacji. Rozpuszczalność powietrza w oleju hydraulicznym zależy bezpośrednio od ciśnienia panującego w układzie hydraulicznym. W strefach skokowego obniżenia ciśnienia następuje gwałtowne wydzielenie pęcherzyków powietrza. Powstająca piana w strefach dużej szybkości przepływu może powodować uszkodzenia kawitacyjne powierzchni elementów pompy. Ograniczeniu tego zjawiska sprzyja zdolność oleju do szybkiego odpowietrzania. Niektóre skutki zawartości powietrza w oleju pokazano na rysunku 106. Uszkodzenia powierzchni w wyniku kawitacji są uszkodzeniami na pograniczu cieczy i struktury, zachodzącymi gdy część cieczy jest poddana naprężeniom rozciągającym, które powodują zagotowanie się cieczy, a następnie naprężeniom sprężającym, które



**Rysunek 105 Skutki zawartości powietrza w oleju**

powodują gwałtowne zapadanie się pęcherzyków gazu. Ta implozja powoduje wstrząs mechaniczny (falę uderzeniową) i powstawanie strugi kumulacyjnej, która zderza się z powierzchnią z prędkością kilkuset metrów na sekundę. Każdy układ przepływowy, poddany powtarzającym się naprężeniom ściskająco-rozciągającym jest narażony na uszkodzenia kawitacyjne, które są podobne do powierzchniowych uszkodzeń zmęczeniowych; materiały które są odporne na zmęczenie (charakteryzujące się dużą twardością i kowalnością) wykazują odporność na działanie kawitacji. Dynamikę

sferycznych pęcherzyków powietrza można opisać przy pomocy równania Rayleigha-Plesseta, które jest specjalnym przypadkiem równania Naviera-Stokesa definiującego ruch oscylacyjny sferycznego pęcherzyka gazu zawieszzonego w niesprężystej cieczy. W zakresie liniowym pęcherzyki oscylują harmonicznie, wg tzw. częstotliwości rezonansowej Minnaerta. Przy większych amplitudach oscylacji pęcherzyki ruch ten przybiera silnie nieliniowy charakter. Tak jak i dla równań Naviera-Stoke'sa, nie ma znanego ogólnego rozwiązania równania Rayleigha'a-Plesset'a. Sferyczne modele pęcherzyków bazują na równaniu Rayleigh'a-Plesset'a, które określa związek między promieniem kulistego pęcherzyka  $R$  i warunkami panującymi w gazie i cieczy. Jego uproszczoną wersję można zapisać równaniem (8.4.2-1)

$$\frac{\Delta P}{\rho} = R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 \quad (8.4.2-2)$$

gdzie  $\Delta P$  jest różnicą między ciśnieniem lokalnym i globalnym,  $\rho$  oznacza gęstość cieczy, a  $\frac{dR}{dt}$  tempo wzrostu pęcherzyków.

W rozwiązaniu numerycznym równie R-P posiada dodatkowe człony, które definiują lepkość kinematyczną cieczy oraz ciśnienie powierzchniowe. Wzrost pęcherzyków zachodzi w procesie wybuchowym, w którym ich objętość rośnie w sposób opisany równaniem (8.4.2-3)

$$dR = t^3 dt \quad (8.4.2-3)$$

Dla porównania przyrost promienia pęcherzyka gazowego zachodzący podczas procesu wrzenia w czasie gotowania wody w czajniku wynosi (8.4.2-4)

$$dR = \frac{1}{\sqrt{t}} dt \quad (8.4.2-4)$$

Intensywność kawitacji można sobie wyobrazić jako iloczyn ciśnienia implozji pęcherzyka gazowego oraz liczby pęcherzyków. Gdy pęcherzyk kawitacyjny zapada się, wyzwala się puls ciśnienia, który generuje hałas wzmagający się wraz z ilością pęcherzyków i wielkością ciśnienia pochodzącego od poszczególnych pęcherzyków. Wykazano, że ciśnienie akustyczne  $p_0$  w odległości  $\xi$  od środka objętości pęcherzyka  $V$  jest funkcją drugiej pochodnej różniczki objętości

$$p_0 = \frac{\rho}{4\pi\xi} \frac{d^2 V}{dt^2} \quad (8.4.2-5)$$

Hałas powstający w czasie implozji pęcherzyka wynika ze znacznej wielkości członu  $\frac{d^2 V}{dt^2}$ . Literatura podaje wielkość ciśnienia implozji,  $P_i$  w zakresie od 140 MPa do 690 MPa. Rayleigh obliczył ciśnienie implozji za pomocą równania

$$P_i = c \sqrt{\frac{2}{3} P_0 \rho \left( \frac{R_i^3}{R_f^3} - 1 \right)} \quad (8.4.2-6)$$

gdzie:  $c$  oznacza prędkość dźwięku w cieczy,  $P_0$  ciśnienie niezakłócone (ciśnienie układu),  $R_i$  początkowy promień pęcherzyka,  $R_f$  końcowy promień pęcherzyka.

Do opisu turbulencji użyto modelu Spalarta-Almarasa. Kawitację można zasymulować na kilka sposobów. Jednym z nich jest zdefiniowanie płynu jako mieszaniny złożonej z dwóch faz: ciekłej (olej mineralny) i gazowej i wykorzystanie modelu Singhal'a, zwanego też "pełnym modelem kawitacyjnym". Model bierze pod uwagę zmianę fazy, dynamikę pęcherzyków gazu, turbulentne zmiany ciśnienia oraz gazy niewykraplające się. Model mieszaniny rozwiązuje równania ciągłości oraz pędu dla mieszaniny oraz udział objętościowy dla fazy pomocniczej (gazowej). Przyjmuje się, że olej jest mieszaniną cieczy, par oraz niewykraplających się gazów.

Gęstość mieszaniny zależy od udziałów masowych pary ( $\gamma_v$ ) i niewykraplających się gazów ( $\gamma_g$ ), jest wyliczona z równania transportu, sprzężonego z równaniami zachowania masy i momentu. Gęstość mieszaniny można zdefiniować jako

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\gamma_v}{\rho_v} + \frac{\gamma_g}{\rho_g} + \left( \frac{1 - \gamma_v - \gamma_g}{\rho_l} \right) \quad (8.4.2-7)$$

oraz

$$\gamma_v = \frac{\alpha_v \rho_v}{\rho}, \quad \gamma_g = \frac{\alpha_g \rho_g}{\rho}, \quad \gamma_l = \frac{\alpha_l \rho_l}{\rho} = 1 - \gamma_v - \gamma_g \quad (8.4.2-8)$$

gdzie:  $\alpha_g, \alpha_l$  oraz  $\alpha_v$  oznaczają odpowiednio udziały objętościowe niewykraplanego gazu, cieczy i pary, natomiast  $a = a_g + a_v$  jest całkowitym udziałem objętościowym pary. Masowy udział pary jest określony równaniem transportu

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \gamma) + \nabla \cdot (\rho \gamma \vec{v}) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \gamma) + R_e - R_c \quad (8.4.2-9)$$

gdzie  $\vec{v}$  jest wektorem prędkości fazy parowej;  $\Gamma$  jest współczynnikiem dyfuzji,  $R_e$  oraz  $R_c$  są wskaźnikami generowania i kondensacji pary. W cieczy, w której pominięto prędkość poślizgu międzyfazowego, dynamikę pęcherzyków kondensacyjnych opisuje równanie oparte na ogólnym równaniu Rayleigh'a-Plesset'a

$$R_B \frac{D^2 R_B}{Dt^2} + \frac{2}{3} \left( \frac{D R_B}{Dt} \right)^2 = \frac{P_B - P}{\rho_l} - \frac{4 \nu_l}{R_B} \dot{R}_B - \frac{2 \sigma_s}{\rho_l R_B} \quad (8.4.2-10)$$

Powyższe równanie jest równaniem formułującym propagację pary kondensacyjnej, a w związku z tym – gęstości mieszaniny. Gdy w równaniu Rayleigh'a-Plesset'a pominię się tłumienie wiskotyczne oraz naprężenia powierzchniowe wyrażenie na wskaźnik prędkości zmiany fazy,  $R$  przedstawia się następująco



$$R = \sqrt[3]{n4\pi} \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \sqrt{\left[ \frac{2}{3} \left( \frac{P_B - P}{\rho_l} \right) - \frac{2}{3} R_B \frac{D^2 R_B}{Dt^2} \right]} \quad (8.4.2-11)$$

Wykorzystując powyższe równanie z pominięciem członu z drugą pochodną  $R_B$  uzyskać można uproszczoną postać równania transportu dla pary

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \gamma) + \nabla \cdot (\rho \gamma \vec{v}) = \sqrt[3]{n4\pi(3\alpha)^2} \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \sqrt{\left[ \frac{2}{3} \left( \frac{P_B - P}{\rho_l} \right) \right]} \quad (8.4.2-12)$$

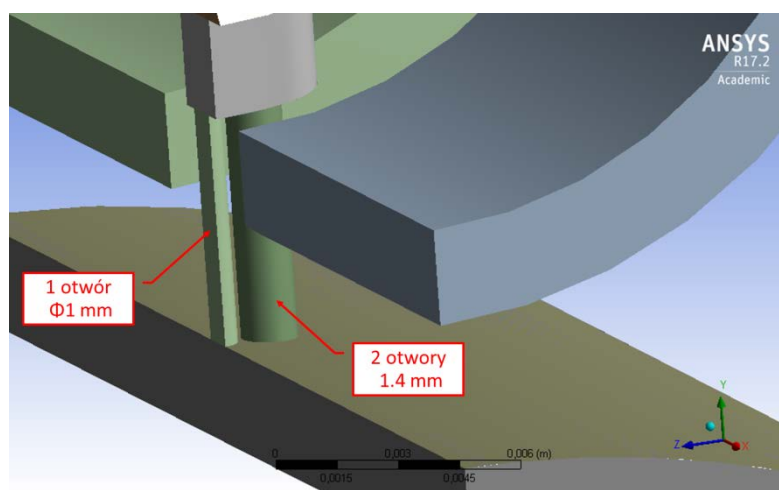
Biorąc pod uwagę obecność w oleju niewykrapających się gazów i efekty turbulencji, ze skróconej postaci równania Rayleigh'a-Plesseta otrzymuje się wskaźniki zmiany stanu

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma_s} \rho_v \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(P_v - P)}{\rho_l}} (1 - \gamma_v - \gamma_g) \quad \text{gdy } p < p_v \quad (8.4.2-13)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma_s} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(P - P_v)}{\rho}} \gamma_v \quad \text{gdy } p > p_v \quad (8.4.2-14)$$

gdzie  $C_e = 0.02$  i  $C_c = 0.01$  są współczynnikami empirycznymi,  $k$  jest turbulentną lokalną energią kinetyczną,  $\gamma$  napięciem powierzchniowym,  $f_v$  udziałem masowym pary,  $f_g$  – udziałem masowym niewykrapłego (rozpuszczonego) gazu.

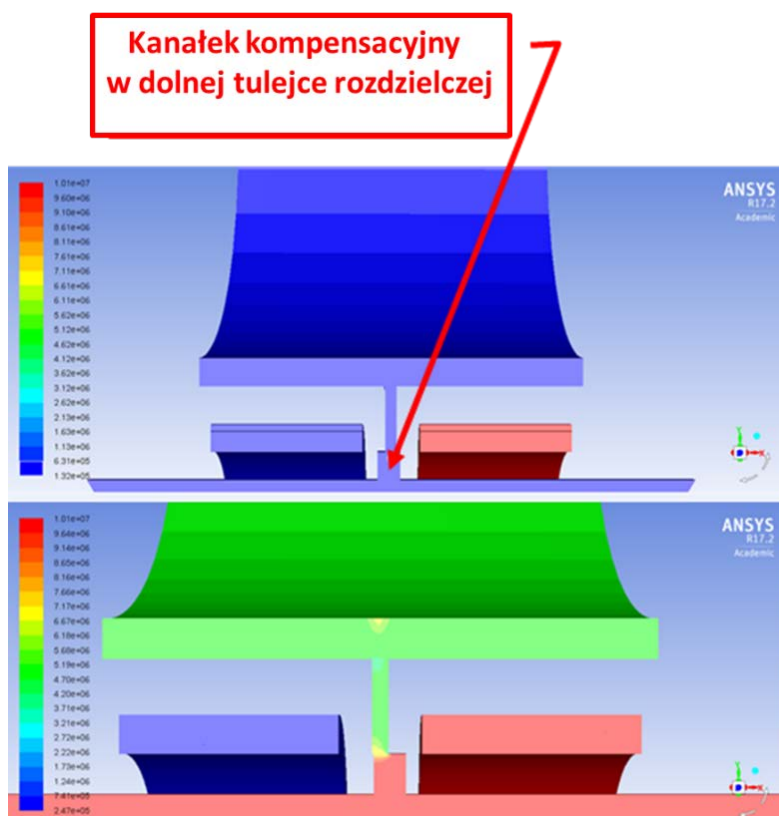
W analizie rozważono 3 modele kawitacyjne, poza modelem Singhal'a rozpatrzono również modele Scherr-Sauer'a oraz Zwart-Gerber-Belamri'ego. Jednak tylko ten pierwszy uwzględnia w mieszaninie gazy niewykrapające się (jak powietrze). Aby móc zasymulować kawitację przy wykorzystaniu pozostałych dwóch modeli należy zastosować następujące kroki: a) stworzyć 2 obiekty (tzw. *species*) w ramach jednej fazy, czyli (pary oleju) oraz niewykrapający się gaz (powietrze), lub b) utworzyć dodatkową, 3cią fazę (powietrze) obok faz definiujących parę oleju i fazę ciekłą, czyli olej. Z uwagi na fakt, że w przypadku modelowania 3 faz, każdą z nich można przedstawić oddzielnie w postaci wyników, zdecydowano się na to podejście, chcąc określić lokalizację pęcherzyków ciśnienia w otworze kompensacyjnym podczas przepływu oleju w czasie rozładowania ciśnienia z komory roboczej do komory kompensacyjnej. Możliwość wystąpienia kawitacji w modelu pompy PWK zbadano na przykładzie prototypu zmodyfikowanego dla jednej z kilku konfiguracji otworków przepustowych łączących komory robocze położone na obwodzie korpusu pompy z centralnie położoną komorą kondensacyjną. Rozpatrzono konfiguracje: komory kompensacyjnej z jednym otworkiem o średnicy 1 mm, z racji największych oporów przepływu. (Patrz: dyskusja dotycząca rysunków 101 i 102).



**Rysunek 106** Porównanie różnych konfiguracji otworków kompensacyjnych- pod względem ilości otworków i ich średnicy

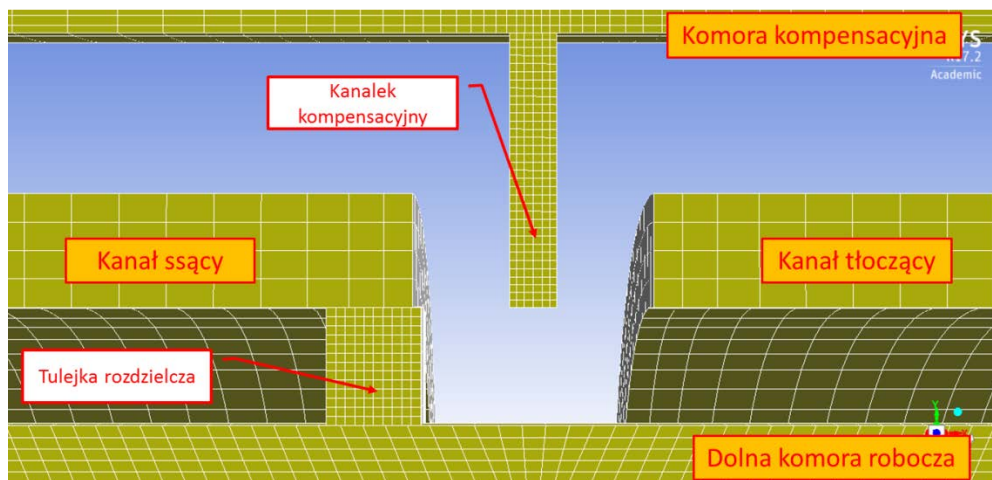
Na rysunku 106 przedstawiono wycinek dwu-komorowego modelu symetrycznego, w którym dla porównania ustawiono dwie konfiguracje otworków kompensacyjnych obok siebie. Z uwagi na symetrię modelu konfiguracja z jednym otworkiem przedstawia pół cylindryczny otworek (o średnicy 1 mm) umieszczony na płaszczyźnie symetrii modelu. Natomiast konfigurację z dwoma otworkami reprezentuje otwór odsunięty od osi symetrii (o średnicy 1.4 mm). Różnica średnic i ilości otworków może wskazywać na potencjalnie różne zachowania przepływu w momencie rozładowania wysokiego ciśnienia do komory kompensacyjnej. Wcześniej opisana analiza przepustowości otworków kompensacyjnych wykazała, że konfiguracja z jednym otworkiem o średnicy 1 mm może dławić przepływ (rysunek 101). Stąd analizę podatności na kawitację przeprowadzona dla tego przypadku. Analizę podatności kanałów(otworów) kompensacyjnych o średnicy 1 mm na kawitację rozpoczęto od wyznaczenia położenia elementów pompy w czasie jednego cyklu pompy, kiedy może dojść do kawitacji. Pompa pracowała z prędkością obrotową 1500 rpm, wydajność ustawiono na 100%, ciśnienie ssawne wynosiło 0.2 MPa, natomiast ciśnienie tłoczne ustawione było na 10 MPa. Parametry oleju były następujące: gęstość  $\rho$  określona funkcją użytkownika, przyjmująca za wartość referencyjną  $872 \frac{kg}{m^3}$ , lepkość oleju  $\mu$  równa  $0.044 \frac{kg}{m-s}$ , prężność par oleju równą  $1 Pa$ , lepkość par oleju równą  $0.00055 \frac{kg}{m-s}$ , gęstość powietrza przyjęto dla gazu idealnego, temperaturę oleju  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , objętościową zawartość powietrza w oleju 8% (tej objętości odpowiada udział masowy powietrza w wysokości 40 ppm). Kawitację zasymulowano w momencie przejścia dolnej tulejki rozdzielczej sterującej ciśnieniem w pompie spod mostka, gdzie jest ona odcięta zarówno od kanału ssącego, jak

i tłoczącego – do otwarcia na kanał tłoczący. W tym okresie cyklu pracy pompy dolne tłoczki znajdują się w fazie ssania i oddalają się od siebie – powodując, że w dolnej komorze panuje niskie ciśnienie. W chwili przejścia tulejki rozdzielczej spod mostka, gdzie jest ona zaślepiona do kanału tłocznego – następuje uwolnienie oleju znajdującego się pod wysokim ciśnieniem ( $10 \text{ MPa}$ ) w kanale tłocznym do komory roboczej. Stąd natomiast olej pod ciśnieniem przedostaje się do komory kompensacyjnej. Na rysunku 107 przedstawiono cykl fazy pracy pompy tuż przed i tuż po rozładowaniu ciśnienia z komory roboczej do komory kompensacyjnej. Ustalono krok czasowy na  $5e^{-5} \text{ s}$ . Aby wychwycić zjawisko spadku ciśnienia w kanałku kompensacyjnym łączącym dolną komorę roboczą z komorą kompensacyjną przeprowadzoną adaptację siatki, zagęszczając ją miejscowo przepływ w przypuszczalnym rejonie spadku ciśnienia. Rysunek 108 przedstawia rozdzielczość siatki w kanałku kompensacyjnym na początku cyklu, natomiast na rysunku 109

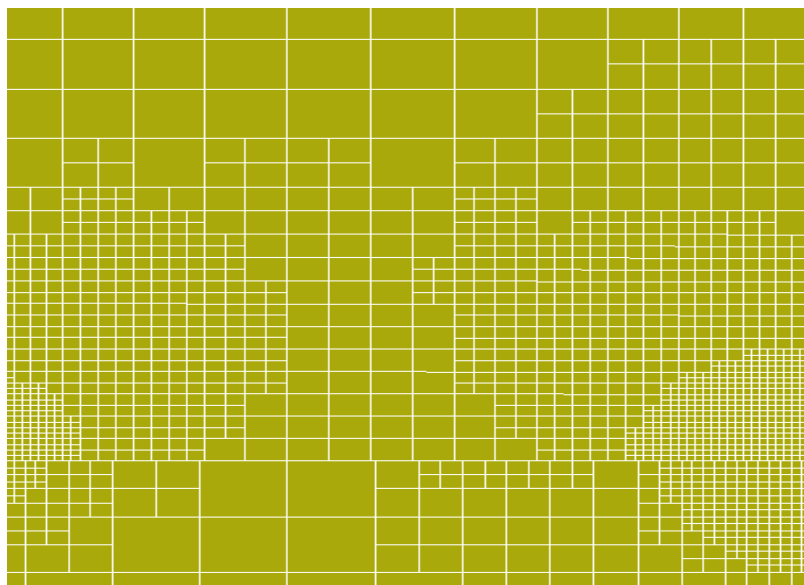


Rysunek 107 Zmiana ciśnienia w komorze roboczej spowodowana przesuwem w prawo tulejki rozdzielczej: a) przed zmianą ciśnienia w dolnej komorze roboczej (górny obrazek) i b) po zmianie ciśnienia (dolny obrazek)

pokazano siatkę zaadaptowaną do zarejestrowania zmian ciśnienia w kanałku kompensacyjnym w chwili połączenia z dolną tulejką rozdzielczą (skok czasowy  $3.15e^{-3}$ ).

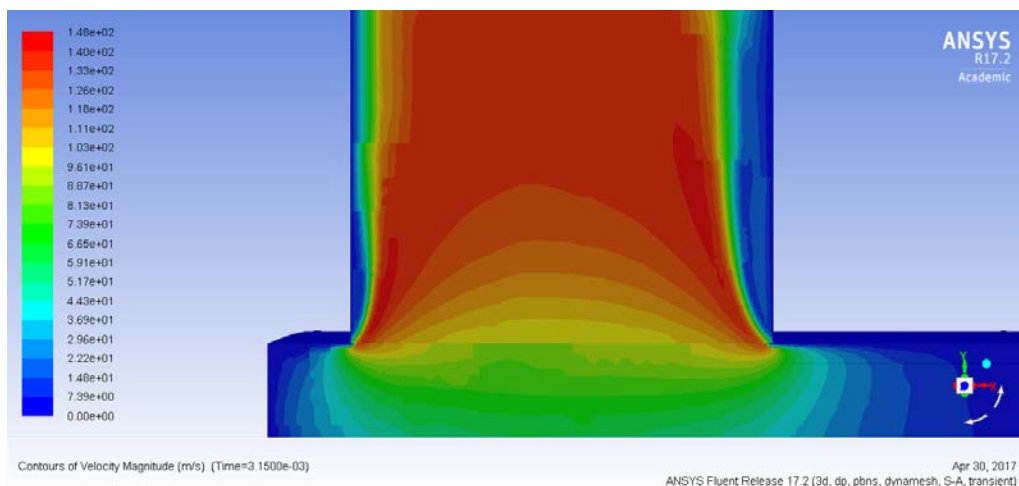


Rysunek 108 Rozdzielczość siatki w kanałku kompensacyjnym przed adaptacją siatki

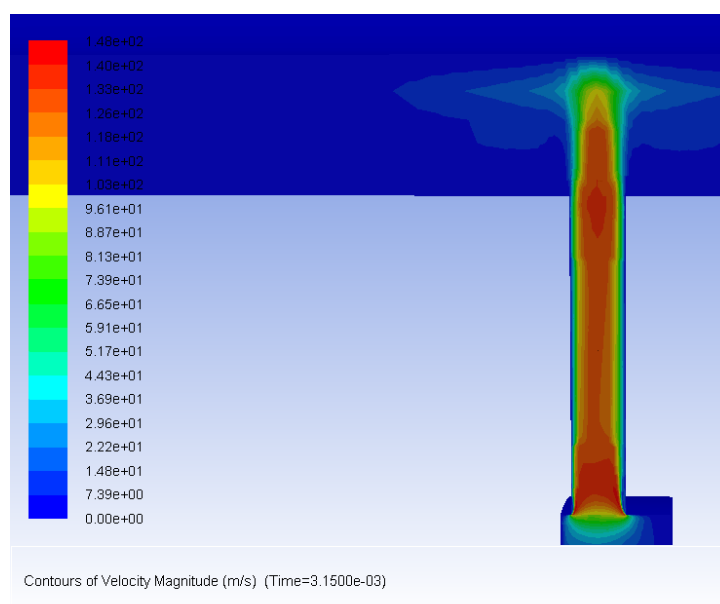


Rysunek 109 Przystosowanie siatki w kanałku kompensacyjnym i stykającej się z nim tulejki rozdzielczej do rejestracji zmian ciśnienia

Dolna tulejka rozdzielcza, która w pompie PWK spełnia rolę zaworu regulującego oleju z kanału ssącego do komory roboczej, lub z komory roboczej do kanału tłocznego w pokazanym na rysunku 110 kroku czasowym  $3.15e^{-3}$ . Podczas rozładowania ciśnienia z dolnej komory roboczej do komory kompensacyjnej olej wpływający do kanałku kompensacyjnego osiąga znaczne prędkości. Dochodzą one do  $140 \frac{m}{s}$  (rysunek 111).

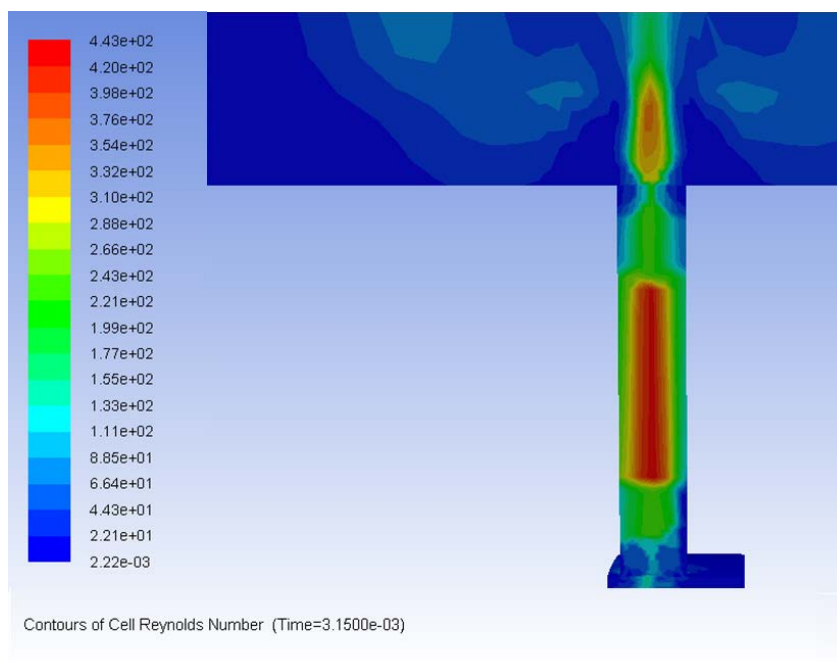


**Rysunek 110 Rozkład prędkości oleju wpływającego do otworka kompensacyjnego**  
Rozkład prędkości w przekroju na całej długości kanałka kompensacyjnego pokazuje rysunek 111.



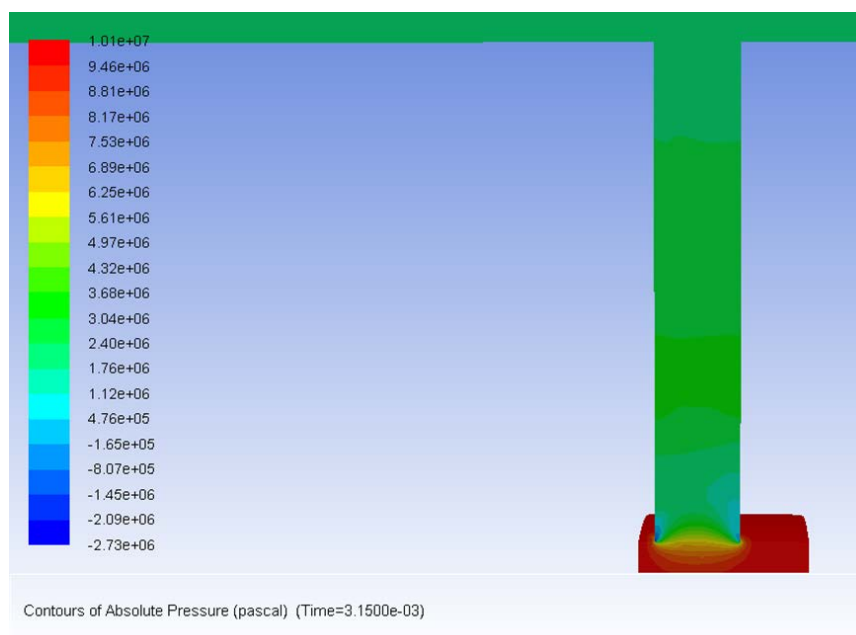
**Rysunek 111 Rozkład prędkości przepływu oleju w dolnym otworze kompensacyjnym podczas rozładowania ciśnienia**

Liczba Reynoldsa osiąga wartość 443, a rozkład w przekroju kanałka kompensacyjnego przedstawia rysunek 112.

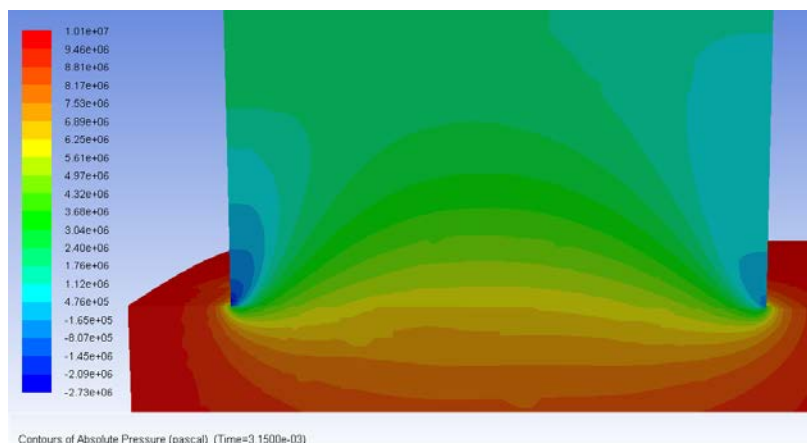


**Rysunek 112** Rozkład wartości liczby Reynoldsa w przekroju dolnego kanałka kompensacyjnego

Do oceny warunków wystąpienia kawitacji użyto wielkości ciśnienia bezwzględnego w otworze kompensacyjnym. Wyniki przedstawiono na dwóch rysunkach: na rysunku 113 (w skali globalnej – całego otworka) oraz na rysunku 114 (w skali lokalnej – tylko na wlocie do otworka).

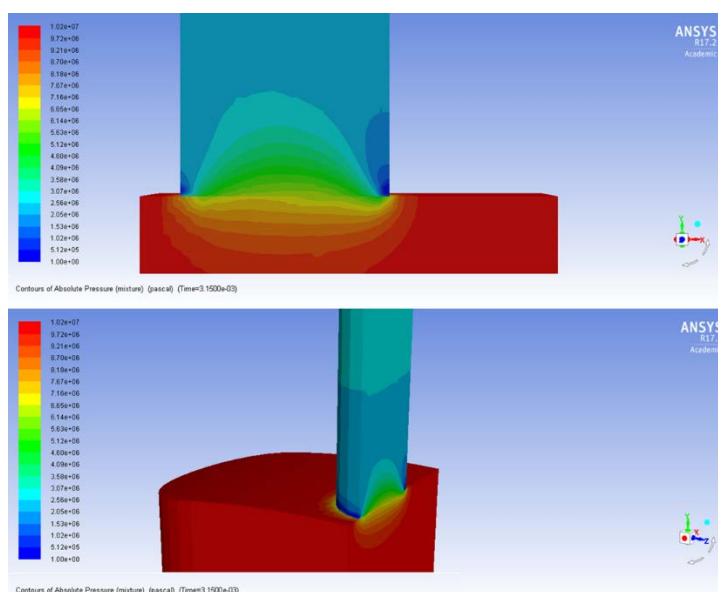


**Rysunek 113** Rozkład ciśnienia bezwzględnego w dolnym otworze kompensacyjnym



**Rysunek 114 Rozkład ciśnienia bezwzględnego na wlocie do dolnego otworu kompensacyjnego**

Z uwagi na niskie ciśnienie w okolicach wlotu (mające wartości niefizyczne) przeprowadzono symulację kawitacji, wykorzystując model Zwarta-Gerbera-Belamri'ego. Zastosowano metodę definiującą 3 fazy oleju (ciekłą, mieszaninę par oraz niewykrapający się gaz, czyli powietrze). Ta metoda umożliwia oddzielne przedstawienia każdej z faz na wykresie. Gęstość powietrza zdefiniowano jako gęstość gazu doskonałego. Przyjęto, że ilość powietrza w oleju wynosi 8%. Przyjęto, że prężność par oleju hydraulicznego wynosi 1 Pa.

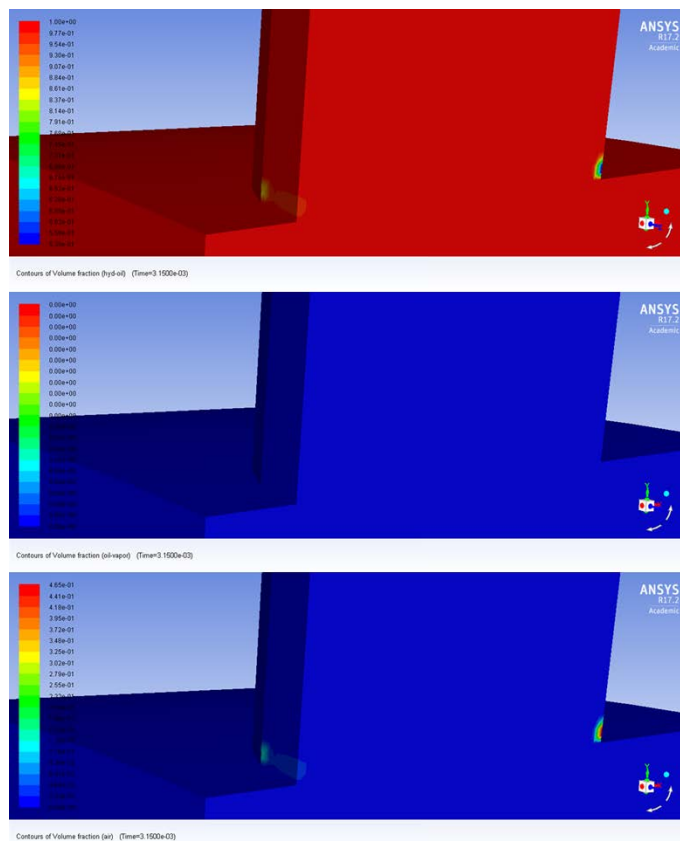


**Rysunek 115 Rozkład ciśnienia bezwzględnego w dolnym otworze kompensacyjnym z uwzględnieniem modelu kawitacyjnego ZGB (3 fazy)**

W obliczeniach wyłączono równanie energii, natomiast włączone były równania definiujące ciągłość przepływu, turbulencje i transport. W wyniku włączeniu modelu kawitacji uzyskano wyniki przedstawione na rysunkach 116 i 117. Na rysunku 116 widoczna jest strefa obniżonego ciśnienia w okolicy styku wlotu dolnego otworu kompensacyjnego i wylotu z dolnej tulejki rozdzielczej. Wartość ciśnienia osiąga tam 766 Pa, co jest powyżej założonej w modelu prężności par dla oleju hydraulicznego (1

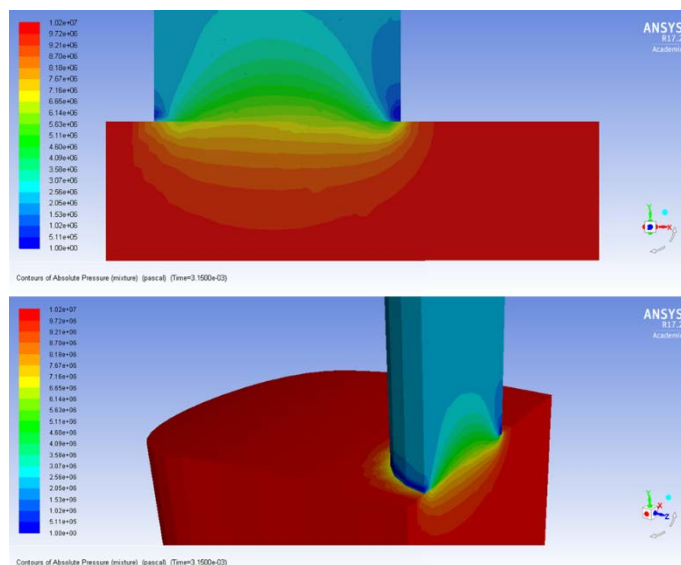
Pa), natomiast powoduje wydzielanie się z oleju pęcherzyków powietrza. Przedstawia to rysunek 116, gdzie umieszczono porównanie udziału danej fazy w całkowitej objętości oleju. Na dolnej części rysunku widoczne są obszary występowania pęcherzyków powietrza. Dla sprawdzenia powyższych obliczeń przeprowadzono analizę kawitacji, tym razem ze zdefiniowaniem 2 faz (oleju i mieszaniny par) w modelu ZGB.

W mieszaninie par występowały 2 obiekty (tzw. *species*): pary oleju hydraulicznego oraz powietrze. Założoną, że gęstość mieszaniny ma gęstość gazu doskonałego. Wyniki dla obu modelu kawitacyjnych użytych w symulacji wyglądają bardzo podobnie. Na rysunku 117 pokazano rozkład ciśnienia bezwzględного w dolnym otworze kompensacyjnym. Różnica między modelem ZGB definiującym 3 fazy i modelem 2-fazowym polega na tym, że w modelu 3 fazowym można pokazać na wykresie udział objętościowy każdej z faz oddzielnie, natomiast w modelu 2-fazowym nie da się oddzielić na wykresie zawartości powietrza w mieszaninie par od par oleju hydraulicznego. Rysunek 118 przedstawia porównanie udziału objętościowego



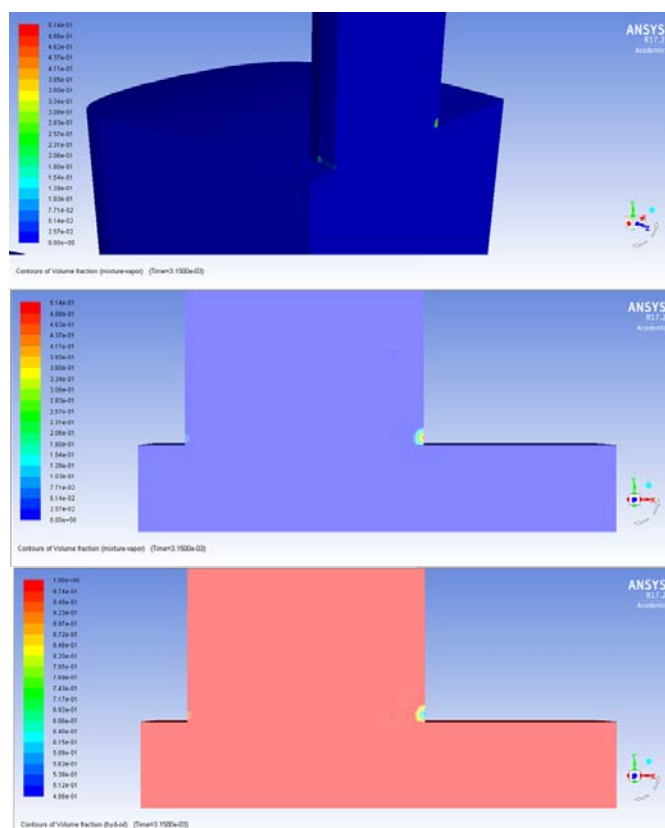
**Rysunek 116** Udział objętościowy poszczególnych faz w modelu kawitacyjnym ZGB pompy PWK: oleju, par oleju i powietrza (model 3-fazowy)





**Rysunek 117 Rozkład ciśnienia bezwzględego w dolnym otworze kompensacyjnym z uwzględnieniem modelu kawitacyjnego ZGB (2 fazy)**

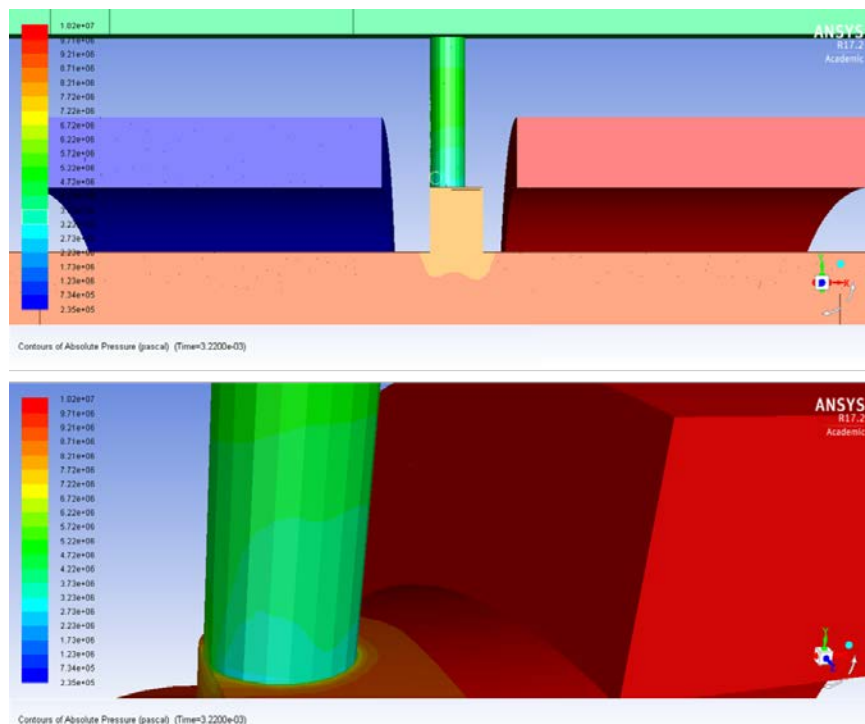
mieszanki par (pary oleju + powietrze) w całościowym składzie oleju w stosunku do udziału cieczy (oleju hydraulicznego). 2 górne części rysunku odnoszą się do udziału



**Rysunek 118 Udział objętościowy poszczególnych faz w modelu kawitacyjnym ZGB pompy PWK: oleju i mieszanki par (model 2-fazowy)**

objętościowego mieszanki par, natomiast część dolna pokazuje udział objętościowy cieczy w składzie całkowitym. Porównując rysunki 118 i 116 można zauważyć dużą zgodność, co potwierdza poprawność uzyskanych wyników.

Zgodnie z wytycznymi pokazanymi na rysunku 106 zbadano wielkość ciśnienia w analogicznym momencie cyklu pompy - dla pozostałej konfiguracji otworków kompensacyjnych, a mianowicie dla konfiguracji, w której każda komora robocza byłaby połączona z komorą kompensacyjną przy pomocy 2 otworków o średnicy 1 mm. Ta konfiguracja otrzymała nazwę „w5”. Na wykresie występuje tylko 1 otworek, ponieważ model jest symetryczny, z płaszczyzną symetrii przebiegającą w środku komory roboczej, pomiędzy dwoma otworkami kompensacyjnymi. Wyniki przedstawiono na rysunku 120. Ciśnienie bezwzględne na styku dolnym otworu kompensacyjnego z suwakiem tulejki rozdzielczej osiąga wartość na poziomie powyżej 3 MPa, co wyklucza możliwość wystąpienia kawitacji. Tendencja, jaką zasugerowali konstruktorzy pompy powiększając pole przepływu między komorami roboczymi i komorą kompensacyjną przez zwiększenie liczby otworków kompensacyjnych i ich średnicy w sposób zdecydowany zmieniła charakter zjawiska i wyeliminowała występowanie kawitacji w otworkach kompensacyjnych.

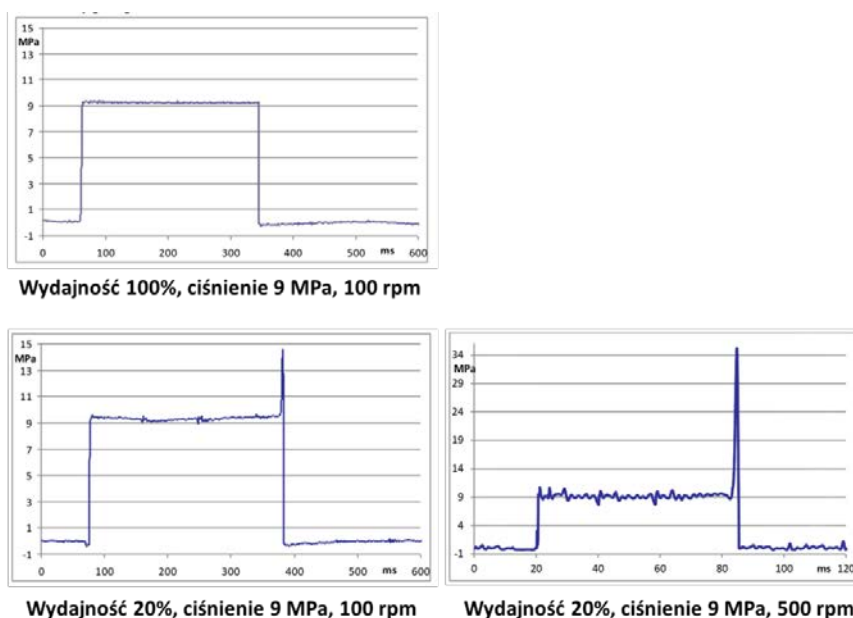


Rysunek 119 Rozkład ciśnienia w dolnym otworze kompensacyjnym - konfiguracja w5

## 8.5. Przecieki w szczelinach smarujących pompy PWK

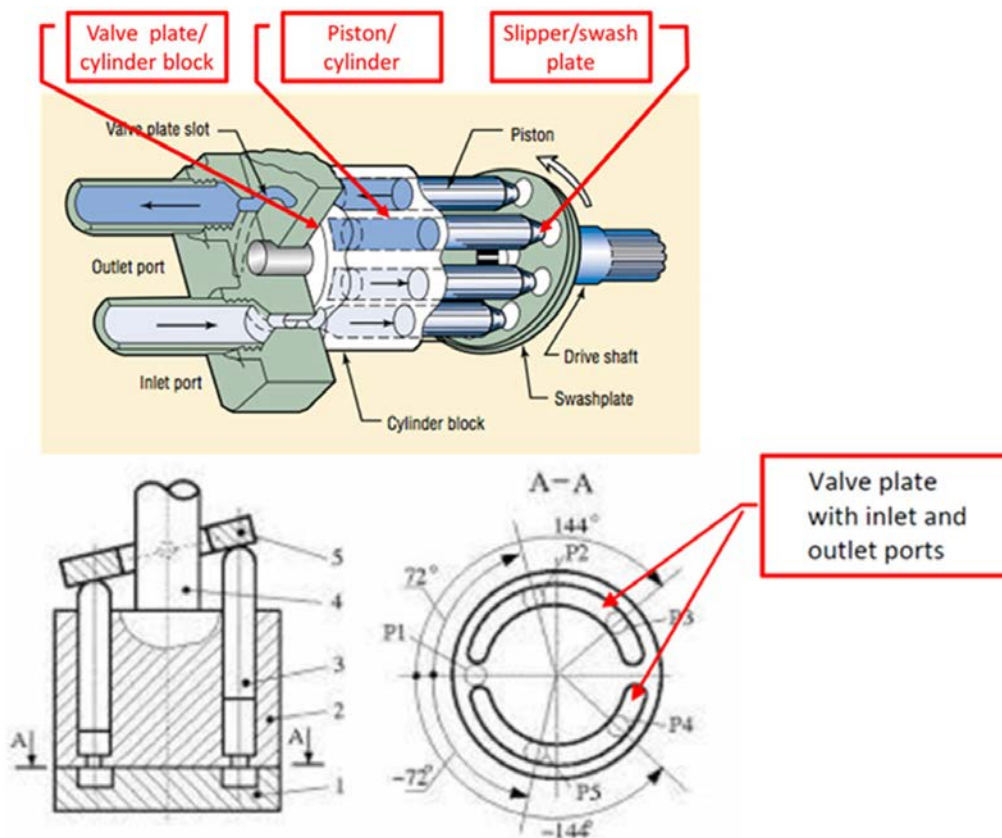
Zaprojektowano dwa typy pompy PWK: pompę o stałej wydajności i pompę o zmiennej wydajności. W drugim przypadku wybór wydajności zapewnia mechanizm sterujący ciśnieniem pompy oparty na zmianie nastawy odciążonej od sił hydrostatycznych tulejce rozrządu, której ustawienie w stosunku do położenia tłoczków można regulować, przesuując tulejkę względem umieszczonej na wale pompy krzywki. Odbywa się to za pomocą przekładni planetarnej napędzanej silnikiem krokowym (rysunek 6). Nowe rozwiązanie ma wiele zalet (upraszcza konstrukcję pompy, czyni ją bardziej niezawodną i łatwiejszą w obsłudze, tańszą i lżejszą) niemniej wnoszą również szereg problemów, które wymagają rozwiązania. Jednym z nich jest występowanie

zjawisk dynamicznych jak skoki ciśnienia w momencie gdy okna tulejki rozdzielczej znajdują się pod mostkiem oddzielającym kanał ssawny od tłocznego. Pokazano to na rysunkach 30-32. Wtedy tulejka rozdzielcza zaślepia komorę roboczą, a tłoczki w dalszym ciągu sprężają olej, powodując wzrost ciśnienia. Takie zjawisko występuje jednakże tylko dla pompy o zmiennej wydajności, gdy nastawa jest różna od 100% (pełna wydajność). Na rysunku 120 pokazano 3 przypadki dla pompy o ciśnieniu tłocznym 9 MPa, nastawie 100% oraz prędkości obrotowej 100 rpm oraz nastawie 20% i odpowiednio różnych prędkościach: 100 i 500 rpm. Obliczenia wykazały, że zwiększenie prędkości obrotowej może spowodować skoki ciśnienia prowadzące do uszkodzenia elementów pompy. Konkluzją tego wyniku była decyzja o konieczności wprowadzenia komory kompensującej skoki ciśnienia w pompie. Komorę kompensacyjną opisano w rozdziale 7.4-1.



**Rysunek 120** Zależność skoków ciśnienia od nastawy pompy i prędkości obrotowej

Wielkość skoków ciśnienia obniżają dwa dodatkowe czynniki: ściśliwość oleju oraz przecieki w szczelinach smarujących pompy. Typowe położenie szczelin smarujących w pompach osiowo-tłoczkowych pokazano na rysunku 121.



Rysunek 121 Typowe lokalizacje przecieków przez szczeliny smarujące w pompach osiowo-tłoczkowych [15]

Te szczeliny są niezbędne dla prawidłowego działania pompy z racji dostarczania oleju smarującego współpracujące ze sobą powierzchnie. Wysokość szczelin jest mierzona w mikronach, natomiast przepływ przez nie - jest laminarny i opisywalny równaniami Naviera-Stokesa. W definicji przepływu przez szczeliny smarujące przyjmuje się następujące założenia: pomija się siły masowe, przepływ jest ustalony, prędkość może zmieniać się w kierunku prostopadłym do wysokości szczeliny a ciśnienie nie zależy od wysokości szczeliny. W odróżnieniu od typowych pomp osiowo-tłoczkowych wyposażonych w tradycyjny układ rozrzędu (rysunek 121) w przypadku pomp PWK występuje jedna różnica, która dotyczy umiejscowienia przecieków i odnosi się ona do przecieku oznaczonego na rysunku 122 jako  $Q_3$  i oznaczającego przeciek między tuleją rozrzędu i kanałami ssącym oraz tłocznym. W pompach PWK rozróżnia się 4 rodzaje przecieków:

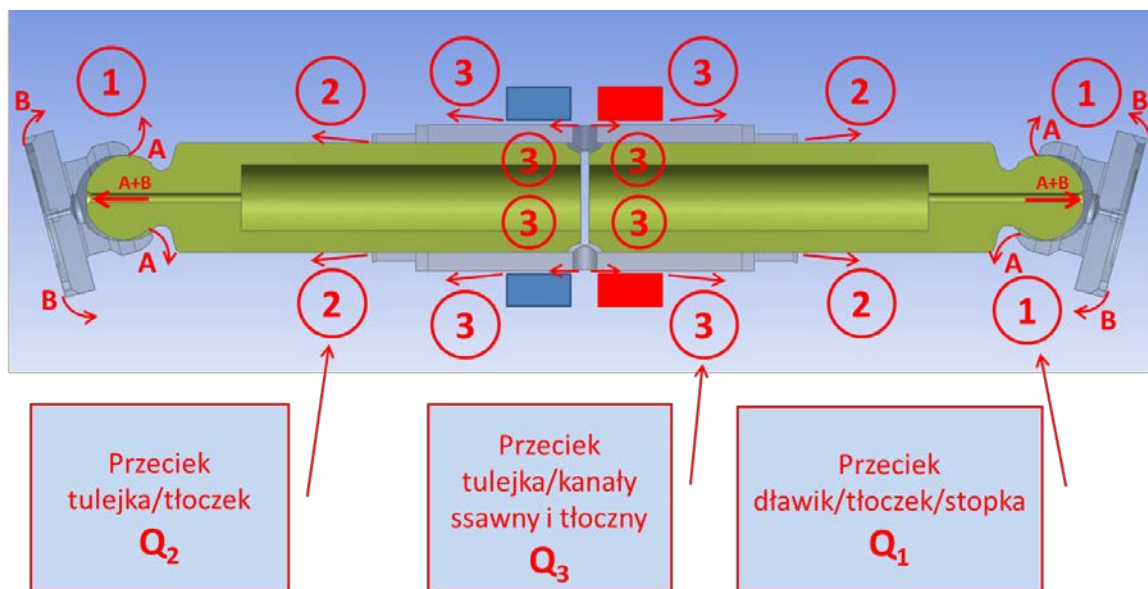
- między stopką i płytą oporową
- między stopką i tłoczkiem
- między tłoczkiem i tulejką rozdzielczą
- między tulejką rozdzielczą i kanałami ssącym i tłocznym

Ponieważ dwa pierwsze z wymienionych wyżej przecieków wynikają z przecieku przez dławik śrubowy umieszczony wewnątrz tłoczka, zaproponowano sklasyfikować przecieki w pompie PWK do 3 grup, co przedstawia rysunek 122:

$Q_1$  = przeciek przez dławik śrubowy będący sumą przecieków między stopką hydrostatyczną i tłoczkiem oraz stopką i tarczą oporową

$Q_2$  = przeciek pomiędzy tłoczkiem i tulejką rozdzielczą

$Q_3$  = przeciek między tulejką rozdzielczą a kanałami ssącym i tłocznym



Rysunek 122 Umiejscowienie przecieków w pompie PWK [9]

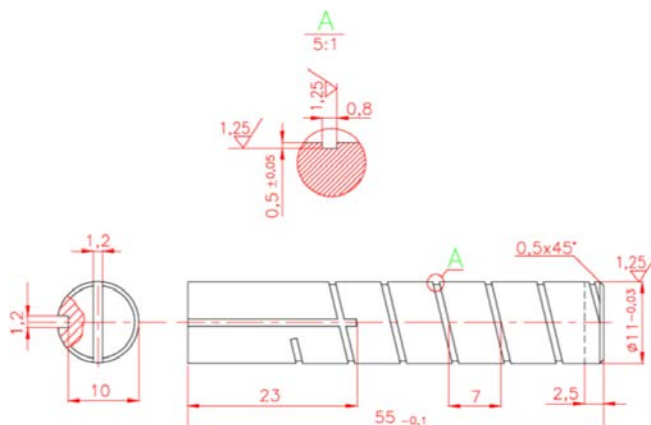
Z uwagi na fakt, iż różnice wymiarowe pomiędzy wysokością szczelin i pozostałymi wymiarami w modelu numerycznym pompy, sięgały kilku rzędów wielkości, analizę przepływu w szczelinach przeprowadzono w oparciu o model lokalny, który ograniczał się tylko do samej szczeliny, natomiast warunki brzegowe przyjęto takie, jak dla modelu globalnego. Wyjątkiem był model przecieku przez dławik śrubowy ( $Q_1$ ), gdzie wymiary szczeliny wewnątrz dławika były porównywalne z innymi wymiarami w modelu globalnym.

Model numeryczny szczelin smarujących oparto o założenie, że warunki brzegowe dla modelu lokalnego były identyczne z warunkami brzegowymi dla modelu globalnego. Model ten składał się z dwóch komór roboczych oddzielonych komorą kompensacyjną, siatka opisująca objętość cieczy w komorach roboczych zmieniała się dynamicznie w czasie, gęstość oleju była zależna od ciśnienia i kontrolowana przez procedurę użytkownika (User Defined Function), model nie był podatny na odkształcenia, wykorzystano równanie energii, jak również uwzględniono zależność lepkości oleju od jego temperatury.

### 8.5.1 Przeciek między tłoczkiem i podporą hydrostatyczną

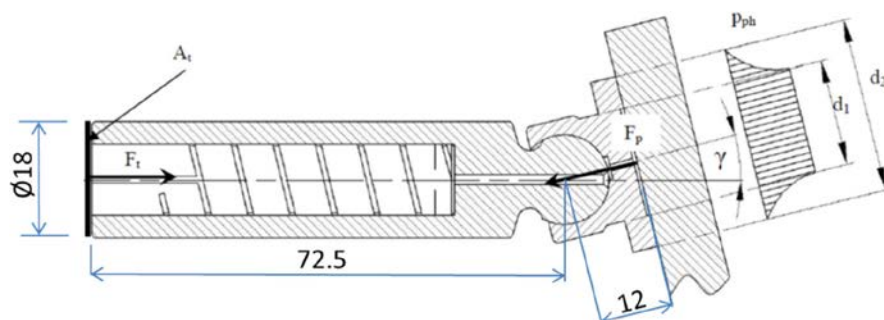
Jednym z bardziej odpowiedzialnych elementów pompy osiowo-tłoczkowej jest stopka hydrostatyczna przenosząca obciążenie między tarczą oporową i tłoczkami. Do jej prawidłowego funkcjonowania niezbędne jest zapewnienie ciągłego smarowania. Uzyskuje się to dzięki doprowadzeniu oleju poprzez kanałki w dławikach śrubowych

umieszczonych w wydrążonych tłoczkach, które są wyposażone w otwór przelotowy umożliwiający wypływ oleju z tłoczka na stopkę.



**Rysunek 123 Dławik śrubowy umieszczony w tłoczkach pompy PWK**

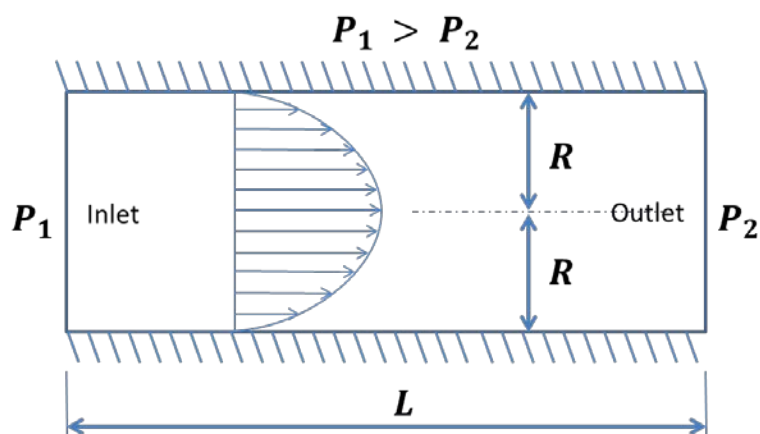
Dławiki zmieniają wydatek oleju wypływającego z tłoczków, regulują poziom ciśnienia na wylocie i ograniczają wypływ oleju spod stopki. Rysunek 123 przedstawia dławik śrubowy użyty w pompie PWK. Olej pod ciśnieniem panującym w komorze roboczej wpływa do środka tłoczka i tam przez kanalik o kształcie krzywej śrubowej dopływa do ujścia tłoczka i przedostaje się do stopki hydrostatycznej. Rozkład ciśnienia w stopce hydrostatycznej przedstawiono na rysunku 124:



**Rysunek 124 1Rozkład ciśnienia pod stopką hydrostatyczną w pompach PWK o zmiennej wydajności**

Rysunek 125 przedstawia teoretyczny rozkład ciśnienia w szczelinie pod stopką przy założeniu równoległości obu powierzchni i braku ruchu względnego. W rzeczywistości obraz jest dużo bardziej złożony.

Przepływ w dławiku śrubowym przedstawia schematycznie rysunek 126.



Rysunek 125 Poiseuille flow schematic ( $P_1$  and  $P_2$  are inlet and outlet pressure)

i opisuje równanie Poiseuille'a

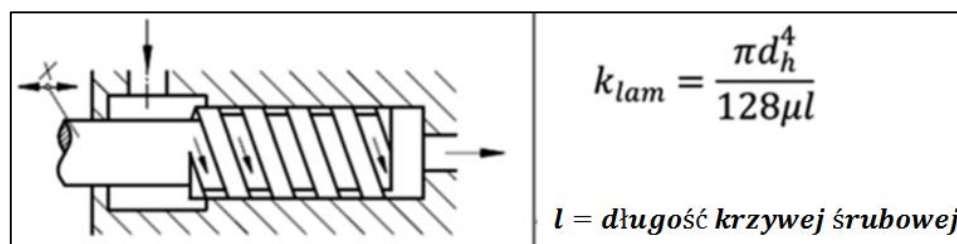
$$Q = \frac{\pi R^4 \Delta P}{8\mu L} \quad (8.5.1-1)$$

gdzie  $Q$  to objętościowe natężenie przepływu  $[\frac{m^3}{s}]$ ,  $R$  promień rury  $[m]$ ,  $\Delta P = P_1 - P_2$  różnica między ciśnieniem wlotowym i wylotowym,  $\mu$  lepkość dynamiczna cieczy  $[Pa \cdot s]$ ,  $L$  długość rury  $[m]$ .

Dla przepływów laminarnych objętościowe natężenie przepływu przez dławik śrubowy można obliczyć wg następującego wzoru

$$Q = k_{lam} \Delta P \quad (8.5.1-2)$$

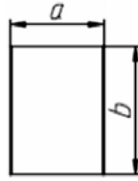
gdzie  $k_{lam}$  jest obliczany wg wzoru przedstawionego na rysunku 127.



Rysunek 126 Współczynnik natężenia przepływu przez dławik śrubowy

przy założeniu, że  $\frac{l}{d_h} > 20$  oraz  $Re < 2300$ .

Średnicę hydrauliczną,  $d_h$  można obliczyć wg wzoru z rysunku 128:



$$d_h = \frac{2ab}{a+b}$$

Rysunek 127 Średnica hydrauliczna dla przekroju zamkniętego

Dla  $a = 0.0005 \text{ m}$ ,  $b = 0.0008 \text{ m}$ ,  $d_h = 0.0006 \text{ m}$ ,  $l = 0.166 \text{ m}$ ,  $\mu = 0.026 \text{ Pa s}$ ,  $k_{lam} = 8,14e^{-13} \frac{\text{m}^4 \text{s}}{\text{kg}}$ .

Różnicę ciśnień  $\Delta p$  pomiędzy komorą roboczą i stopką hydrostatyczną można obliczyć korzystając ze wzoru przedstawionego równaniem 8.5.2-3

$$\Delta p = p - \left( \frac{8pA_t}{\frac{d_2^2 - d_1^2}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} \pi \cos \gamma} \right) \quad (8.5.1-3)$$

gdzie  $p$  jest ciśnieniem w komorze roboczej,  $A_t$  polem przekroju tłoczka,  $d_1$  oraz  $d_2$  charakterystycznymi wymiarami dla stopki hydrostatycznej (patrz 115), a  $\gamma$  kątem nachylenia tarczy oporowej. Przyjmując, że  $d_1 = 16.5 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 27 \text{ mm}$ ,  $A_t = 254.4 \text{ mm}^2$ ,  $\gamma = 14^\circ$  oraz  $p = 10 \text{ MPa}$  wówczas ciśnienie pod stopką hydrostatyczną wynosi  $7.2 \text{ MPa}$ , a różnica ciśnień  $\Delta p = 2.8 \text{ MPa}$ .

Wykorzystując wzór 8.5.2-2, natężenie objętościowe przepływu wynosi

$$Q = k_{lam} \Delta P = 8.14e^{-13} 2.8 = 2,28e^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (8.5.1-4)$$

Tyle powinien wynosić całkowity przeciek między stopką hydrostatyczną i tłoczkiem. Dla pary tłoczków wartość ta ulega podwojeniu. Alternatywną metodę obliczenia objętościowego natężenia przepływu należy zastosować, gdy szerokość szczeliny jest porównywalna z jej wysokością ( $\frac{b}{h} \leq 10$ ). Wówczas siły działające na powierzchni boczne warstwy cieczy wpływają na opory przepływu i wtedy należy stosować współczynnik poprawkowy  $k$  w obliczeniu natężenia przepływu

$$Q = \frac{\Delta p b h^3}{12 \mu l} k \quad (8.5.1-5)$$



gdzie  $Q$  to objętościowe natężenie przepływu  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ ,  $\Delta p$  różnica ciśnień międzywlotem i wylotem  $[Pa]$ ,  $b$  szerokość szczeliny  $[m]$ ,  $h$  wysokość szczeliny  $[m]$ ,  $\mu$  lepkość dynamiczna  $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$ . Wartość współczynnika korekcji  $k$  podano w tabeli 3 [29]:

$\frac{b}{h}$	$\infty$	10	5	3	2	1
$k$	1	0.94	0.88	0.79	0.69	0.42

**Tabela 3** Współczynnik korekcji  $k$  dla szerokości szczeliny  $b$  porównywalnej z wysokością  $h$

Wykorzystując poprzednio otrzymane dane i zakładając współczynnik korekcji  $=1.6$  można uzyskać wielkość natężenia przepływu równą

$$Q = \frac{\Delta p b h^3}{12 \mu l} k = 2.8 \cdot 0.0008 \frac{0.0005^3}{12 \cdot 0.026 \cdot 0.166} 0.552 = 2.98 e^{-6} \frac{m^3}{s} \quad (8.5.1-6)$$

$$= 0.179 \text{ l/min}$$

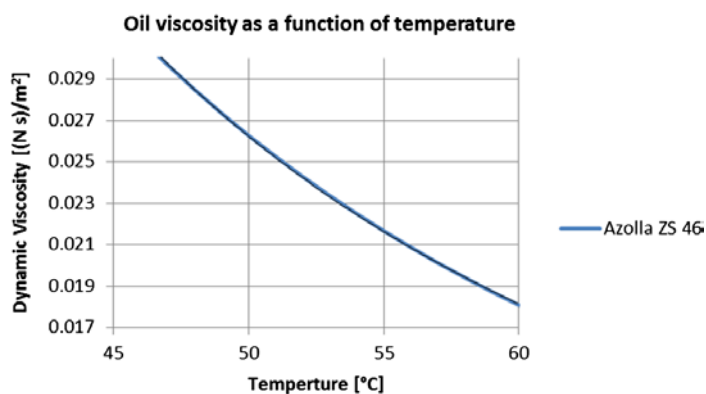
Korzystając z zależności

$$v = \frac{Q}{A} \quad (8.5.1-7)$$

gdzie  $Q$  oznacza objętościowe natężenie przepływu,  $A$  pole przekroju szczeliny

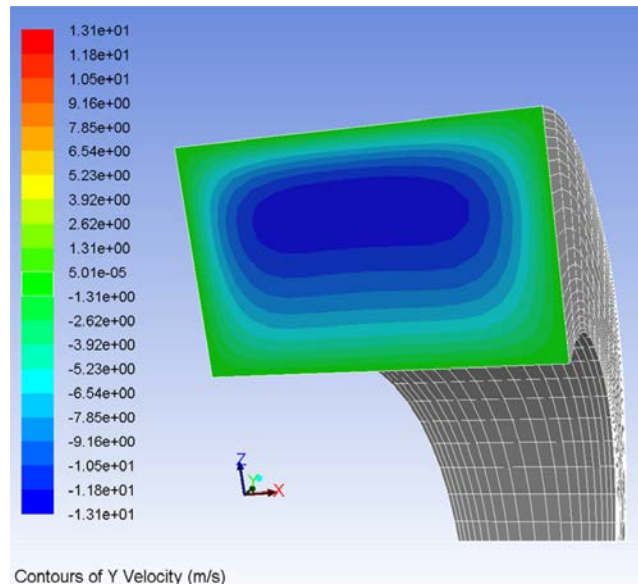
i przyjmując  $Q = 2.98 e^{-3} \frac{m^3}{s}$  oraz  $A = 4 \cdot e^{-7} m^2$  uzyskuje się  $v = 7.45 \frac{m}{s}$

Model numeryczny przecieków między tłoczkiem i stopką hydrostatyczną oparto o następujące założenia: olej w szczelinie ma temperaturę  $49^\circ$ , zależność lepkości od temperatury uwzględniono w funkcji użytkownika. Zależność lepkości od temperatury przedstawiono na rysunku 128.



**Rysunek 128** Zależność lepkości oleju Azolla ZS46 od temperatury

Przy pomocy funkcji użytkownika zdefiniowano również zależność gęstości oleju od ciśnienia. Na rysunku 129 przedstawiono rozkład prędkości na wylocie z dławika śrubowego.



**Rysunek 129 Rozkład prędkości na wylocie z dławika śrubowego**

Z obliczeń wynika, iż średnia prędkość przepływu w kierunku normalnym do wylotu z dławika wynosiła  $7.5 \frac{m}{s}$ , a objętościowe natężenie przepływu równa się  $3e^{-6} \frac{m^3}{s}$ , co dobrze zgadza się z wynikami wyliczeń analitycznych. Liczbę Reynoldsa charakteryzującą rodzaj przepływu można opisać wzorem

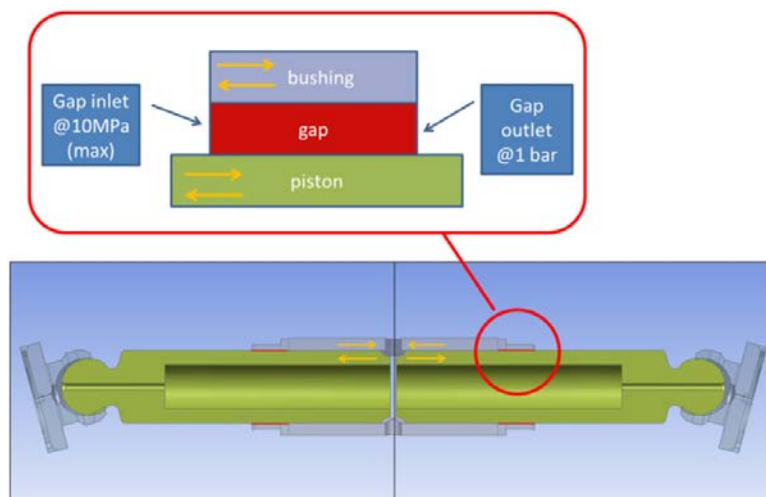
$$Re = \frac{\rho d_h v}{\mu} \quad (8.5.1-8)$$

gdzie  $\rho$  to gęstość oleju  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ ,  $d_h$  średnica hydrauliczna  $[m]$ ,  $v$  prędkość przepływu  $\left[\frac{m}{s}\right]$ ,  $\mu$  lepkość dynamiczna  $\left[\frac{kg}{ms}\right]$ .

Wstawiając  $\rho = 872 \frac{kg}{m^3}$ ,  $v = 7.5 \frac{m}{s}$ ,  $d_h = 0.00062$  oraz  $\mu = 0.0266 \frac{kg}{ms}$  otrzymuje się  $Re = 156$ . Ponieważ  $Re < 2300$  przepływ jest laminarny.

### 8.5.2 Przekiek między tulejką rozdzielczą i tłoczkiem

Następnym z omawianych przecieków w pompach hydraulicznych jest model przecieków występujący tylko w pompach PWK, ponieważ dotyczy on unikalnego, opatentowanego rozwiązania sterowania ciśnieniem w pompie. Są to przecieki między tulejką rozdzielczą i przesuwającymi się w niej tłoczkami (rysunek 130).



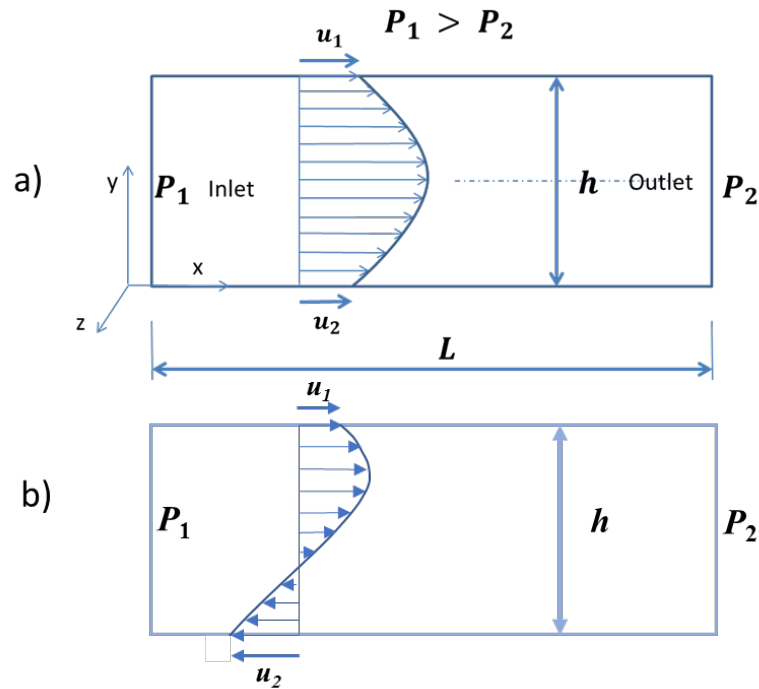
Rysunek 130 Modelu przecieków między tulejką rozdzielczą i tłoczkami [9]

Rozważono 2 konfiguracje: z tłoczkiem równoległym do tulejki oraz z tłoczkiem zukosowanym w tulejce. Pierwsza konfiguracja dotyczy koncentrycznego ułożenia tłoczka w tulejce, z promieniowym luzem między tulejką rozdzielczą i tłoczkiem równym  $12 \mu m$ . Taką konfigurację można zamodelować przy pomocy modelu osiowo-symetrycznego, prostszego w obsłudze niż model trójwymiarowy. Długość szczeliny smarującej między tulejką i tłoczkiem, przedstawionej na rysunku 131 wynosi 11 mm. Zarówno tulejka, jak i przesuwające się w niej tłoczki poruszają się ruchem harmonicznym i z uwagi na różnicę wielkości skoku oraz przesunięcia fazowego obu ruchów wektory prędkości tłoczków i tulejki często przybierają odmienny zwrot. Ruch wykonywany przez tłoczki i tulejkę wpływa na przepływ oleju w szczelinie smarującej. Przepływ w szczelinie między tłoczkami i tulejką rozdzielczą można uznać za szczególny przypadek przepływu Coeutte'a i Poiseuille'a, w którym występuje zarówno gradient ciśnienia między wlotem i wylotem ze szczeliny, a także ma miejsce ruch ścianek ograniczających szczelinę (rysunek 131). Przepływ ten można opisać równaniem

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_2 - U_1)h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8.5.2-9)$$

gdzie  $h$  to grubość filmu olejowego,  $P$  ciśnienie,  $\mu$  lepkość dynamiczna .

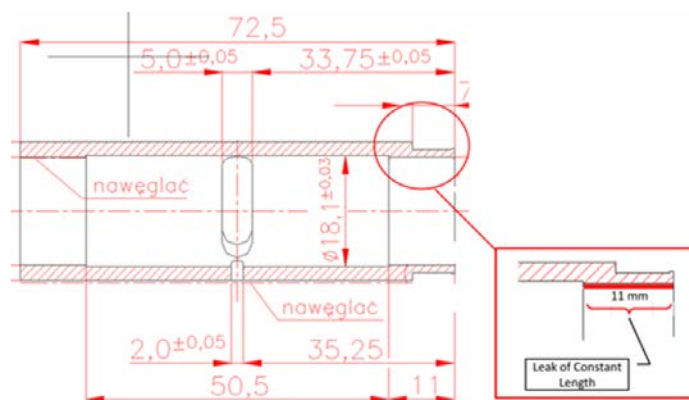
W opisanym przypadku cykl pracy prawego tłoczka, który reprezentuje dolna powierzchnia rozpoczyna się od ruchu w prawo, podczas gdy ruch tulejki, przedstawionej przez górną powierzchnię rozpoczyna się w lewą stronę.



Rysunek 131 Schematyczny opis przepływu Couette'a -Poiseuille'a z ruchem ścianek: a) współbieżnym, b) przeciwbieżnym

### 8.5.3 Opis modelu numerycznego

Przyjęto koncentryczne ułożenie tłoczka w tulei rozdzielczej, co umożliwiło zastosowanie modelu osiowosymetrycznego dla układu tłoczek-tuleja. Takie ułożenie może mieć miejsce w sytuacji, gdy tłoczki nie ustawią się skośnie w stosunku do tulei rozdzielczej. Przypadek zukosowania tłoczków omówiono oddzielnie. Lepkość, gęstość i rozkład ciśnienia na wlocie szczeliny zdefiniowano przy pomocy funkcji użytkownika, ciśnienie u wylotu szczeliny miało wartość ciśnienia atmosferycznego.



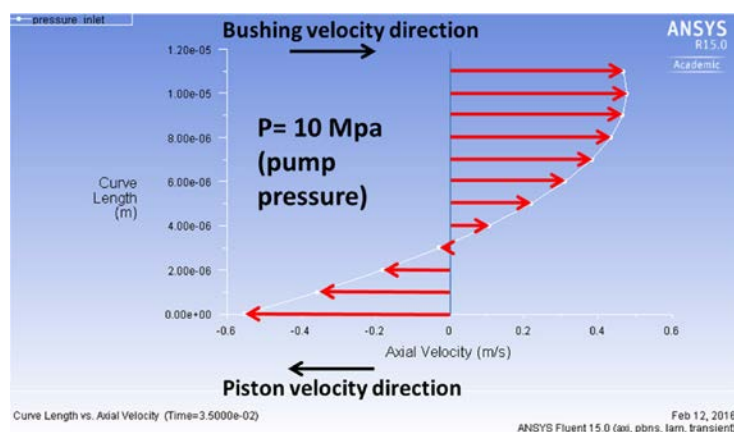
Rysunek 132 Tulejka rozdzielcza z pokazaną szczeliną

Model przecieku stworzono przy pomocy 48000 elementów czterościennych osiowosymetrycznych, które pokrywały szczelinę o wysokości  $12 \mu\text{m}$  i długości 11 mm. Dwóm ściankom ograniczającym szczelinę (górną – tulejka i dolną – tłoczek) zostały przypisane równania ruchu harmonicznego, zgodnie z cyklem pracy pompy. Przeprowadzono test modelu o nieruchomych ściankach, sprawdzając analitycznie

wynik dla objętościowego natężenia przepływu przy następujących parametrach:  $\Delta p = 9.89 \text{ MPa}$ ,  $d = 0.018 \text{ m}$ ,  $h = 12e^{-6} \text{ m}$ ,  $\mu = 0,026 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$ ,  $l = 0.011 \text{ m}$

$$Q = \frac{\Delta p \pi d h^3}{12 \mu l} = 2.82 e^{-7} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1.69 e^{-2} \text{ l/min} \quad (8.5.3-1)$$

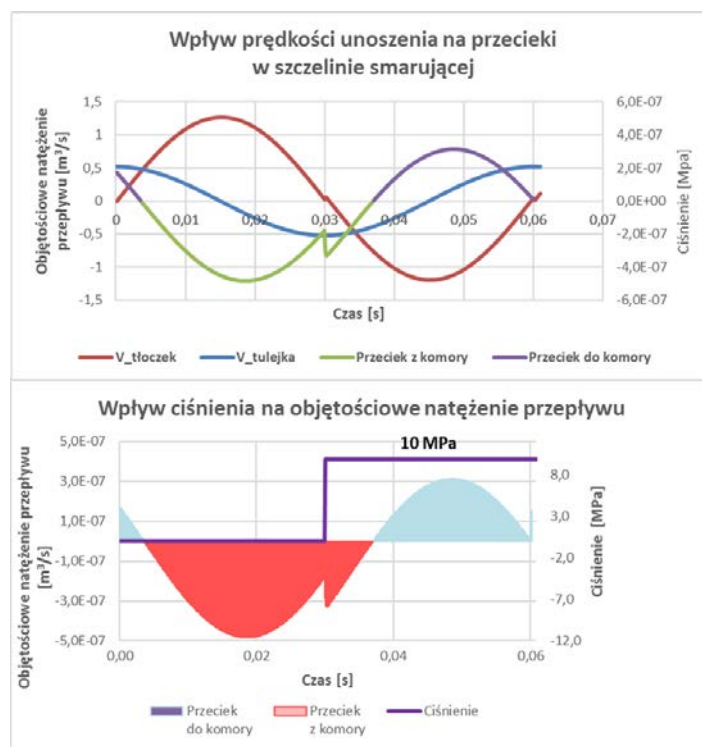
Uzyskano pełną zbieżność wyników. W związku z czym uruchomiono model, nadając ruch ściankom zgodnie z założeniami dla pompy o 100% i 1000 rpm. Na rysunku 134 przedstawiono rozkład wektora prędkości oleju w szczelinie pomiędzy tłoczkiem i tulejką rozdzielczą. Widać wyraźnie, iż przy dolnej ścianie (obrazującej tłoczek) występuje prędkość unoszenia płynu spowodowana oddziaływaniem tłoczka na sąsiadujące z nim warstwy oleju, które mimo wyższego ciśnienia szczeliny – od strony wlotu, czyli komory roboczej – są zabierane z powrotem do komory cylindrowej. Istnieje kilka wariantów ruchu dla pary tulejka-tłoczek, które mogą posuwać się w tym samym kierunku, lub poruszać się w przeciwnie strony. Opory ruchu spowodowane przesuwaniem się ścianek szczeliny względem znajdującego się w niej oleju można zaobserwować na rysunku 133. Do czasu, gdy w komorze roboczej panuje tylko ciśnienie ssania (ok. 200 KPa) prędkość unoszenia wywołana ruchem tłoczka i tulejki powoduje cofanie się oleju ze szczeliny do komory roboczej. Dopiero przełączenie się pompy na cykl tłoczenia i ustanowienie w komorze roboczej na wejściu szczeliny wysokiego ciśnienia (10 MPa) powoduje wyciekanie oleju przez szczelinę między tłoczkiem i tulejką rozdzielczą.



**Rysunek 133 Wpływ ruchu ścianek na prędkość przepływu oleju w szczelinie**

Cofanie się oleju ze szczeliny do komory roboczej zaznaczono niebieskim kolorem pod krzywą objętościowego natężenia przepływu, natomiast wyciek ze szczeliny zaznaczono czerwonym tłem (rys. 134). Z analizy wynika, że w przypadku koncentrycznego ułożenia tłoczka w tulejce rozdzielczej objętościowe natężenie przepływu ze szczeliny między jednym tłoczkiem i tulejką rozdzielczą dla pompy o prędkości 1000 rpm i 100% wydajności oraz temperaturze pracy  $49 \text{ }^{\circ}\text{C}$  wynosi -  $8,5e^{-8} \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}$  albo  $5.1 e^{-3} \frac{\text{l}}{\text{min}}$ . Gdy porówna się ten wykres z wykresem przepływu przez

szczelinę o nieruchomych ściankach, wyraźnie zwraca uwagę wpływ oporów tarcia wynikających z ruchu ścianek, co skutkuje zmniejszeniem przecieków.



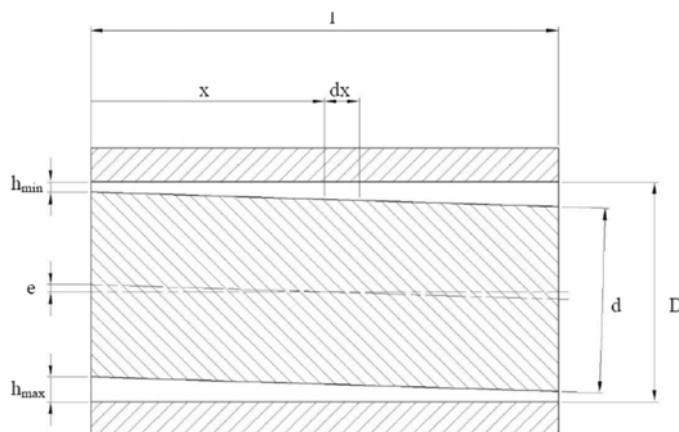
**Rysunek 134** Wpływ ciśnienia i prędkości unoszenia na wielkość natężenia objętościowego przepływu

Rodzaj przepływu można określić przez wyliczenie liczby Reynoldsa ( $Re$ ) dla szczeliny pierścieniowej między tulejką i tłoczkiem. Zakładając największą prędkość przepływu w szczelinie (ok.  $1.4 \frac{m}{s}$ , średnicę hydrauliczną  $(2 \cdot (r_{tulejki} - r_{tłoczka})) = 2 \cdot 12e^{-6} m$ ,  $\mu = 0.026 \frac{kg}{ms}$ , otrzymujemy  $Re < 2$ .

#### 8.5.4 Przeciek między zukosowanym tłoczkiem i tulejką rozdzielczą

Omawiany dotychczas przypadek przecieku przez szczelinę między tulejką rozdzielczą i tłoczkiem przy koncentrycznym ułożeniu tłoka jest przypadkiem szczególnym. Realnym przypadkiem ułożenia tłoczka w tulejce rozdzielczej jest albo jego ułożenie mimośrodowe, albo zukosowanie wynikające z obciążenia przekazywanego przez podporę hydrostatyczną od tarczy oporowej na tłoczek.

Przyjmując, że  $h = \frac{D-d}{2}$ , to mimośrodowość  $e$  można określić jako  $\epsilon \cdot h$ , gdzie  $\epsilon$  jest mimośrodowością względną.



**Rysunek 135** Przekrój przez szczelinę utworzoną między zukosowanym tłoczkiem i tulejką rozdzielczą

. We wzorze na natężenie objętościowe przepływu dla wałka ułożonego mimośrodowo

$$Q = \frac{\Delta p \pi d h^3}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon^2) \quad (8.5.4-1)$$

mimośrodowość względna  $\epsilon$  może przyjmować wartości od 0, gdy szczelina jest koncentryczna ( $e = 0$ ) do 1, gdy mimośrodowość  $e = h$ . Wówczas

$$Q = \frac{\Delta p \pi d h^3}{12 \mu l} \cdot 2.5 \quad (8.5.4-2)$$

co wskazuje na 2.5-krotny wzrost objętościowego natężenia przepływu w szczelinie mimośrodowej w stosunku do szczeliny współśrodkowej.

W przypadku zukosowania tłoczka w szczelinie, gdy dojdzie do punkowego kontaktu na przeciwległych jej krańcach, wówczas wzór na objętościowe natężenie przepływu zmienia współczynnik na 1.38

$$Q = \frac{\Delta p \pi d h^3}{12 \mu l} \cdot 1.38 \quad (8.5.4-3)$$

W badanym przypadku założono, że po obu stronach szczeliny mimośrodowość  $e = 0.9h$ .

Dla takiego przypadku współczynnik w wynosi 1.32

$$Q = \frac{\Delta p \pi d h^3}{12 \mu l} \cdot 1.32 \quad (8.5.4-4)$$

Należy zaznaczyć, że w powyższym wzorze nie uwzględniono podatności tulei. Powyższe wzory dotyczą przepływu Poiseuille'a, gdzie ruch oleju wymuszany jest jedynie różnicą ciśnień między krańcami szczeliny. Badając pracę pompy osiowo-

tłoczkowej należy uwzględnić wpływ ruchomych elementów pompy (tłoczki, tulejka rozdzielcza w pompie PWK) na natężenie przepływu oleju. Z uwagi na istotny wpływ prędkości unoszenia, należy ją uwzględnić we wzorach określających straty pompy (jak np. przecieki). Ponieważ rozkład prędkości cieczy płynącej w szczelinie, w której jedna ze ścianek porusza się z prędkością  $v_0$  jest liniowy, dla cieczy przyjmuje się prędkość średnią,  $u = \frac{v_0}{2}$  i wyznacza natężenie przepływu jako iloczyn przekroju szczeliny i średniej prędkości cieczy w szczelinie. Można zgrubnie oszacować straty wynikające z przecieków z komory roboczej przez szczeliny między tłoczkiem i cylindrem (tulejką rozdzielczą). Jeśli założy się, że średnica tłoka =  $d$ , wysokość szczeliny  $h = 0.001d$ , średnia prędkość oleju =  $v_0 = \frac{v_{tłoka}}{2}$ , obwód szczeliny  $b = \pi d$ , to natężenie przepływu w szczelinie wynosi

$$Q_{szczelina} = bhv_0 = \pi d \cdot 0.001 d v_0 = 0.002 v_0 \frac{\pi d^2}{4} \quad (8.5.4-5)$$

Ponieważ przepływ w komorze równy jest iloczynowi średniej prędkości płynu i powierzchni tłoka, można stąd wnioskować, że straty spowodowane przeciekami wzdłuż szczeliny między tłokiem i tulejką rozdzielczą wynieść mogą 0.2% wydajności pompy tłokowej. Uogólniając wzór na natężenie przepływu uwzględniającego ruch posuwisto-zwrotny tłoczka i tulejki otrzymuje się następującą zależność

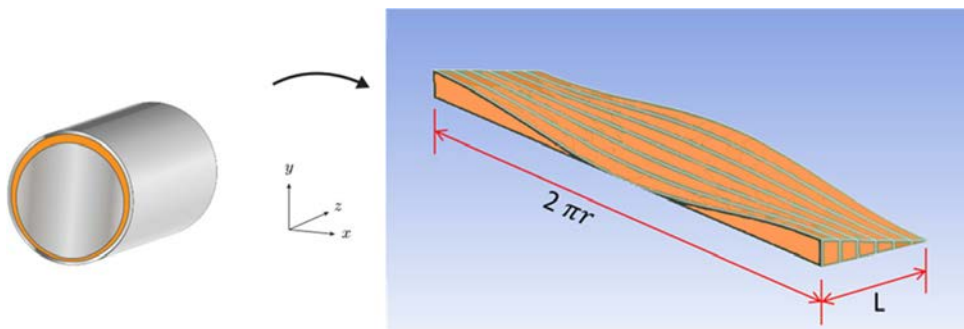
$$Q = \pi d \left( \Delta p \frac{h^3}{12\mu l} \pm \frac{v_0 h}{2} \right) \quad (8.5.4-6)$$

gdzie  $v_0$  jest prędkością unoszenia. Niezbędnym jest ocena znaku  $\pm$  w powyższym wzorze, którego wybór jest uzależniony od tego, czy ciśnienie w komorze roboczej oraz prędkość unoszenia powodują natężenie przepływu skierowane w tę samą stronę, czy też strony przeciwne. Biorąc pod uwagę dwie przesuwające się ścianki szczeliny, jak to ma miejsce w badanym przypadku – można zastosować następujące równanie natężenia przepływu

$$Q = \frac{b}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 + b \frac{h}{2} (u_2 - u_1) + u_1 h \quad (8.5.4-7)$$

Tworząc model przepływu w szczelinie utworzonej przez zukosowany tłoczek należy pominąć użyty poprzednio model osiowosymetryczny. Rozważano użycie trójwymiarowego modelu bryłowego, powstałego z rozwinięcia geometrycznego przestrzeni utworzonej przez olej znajdujący się między zukosowanym tłoczkiem i tulejką rozdzielczą (rysunek 136). Pomimo wykorzystania symetrii modelu jego rozmiar, z uwagi na różnice wymiarowe pomiędzy długością, szerokością i wysokością szczeliny (różnice wymiarów sięgały kilku rzędów wielkości) spowodował, iż analiza



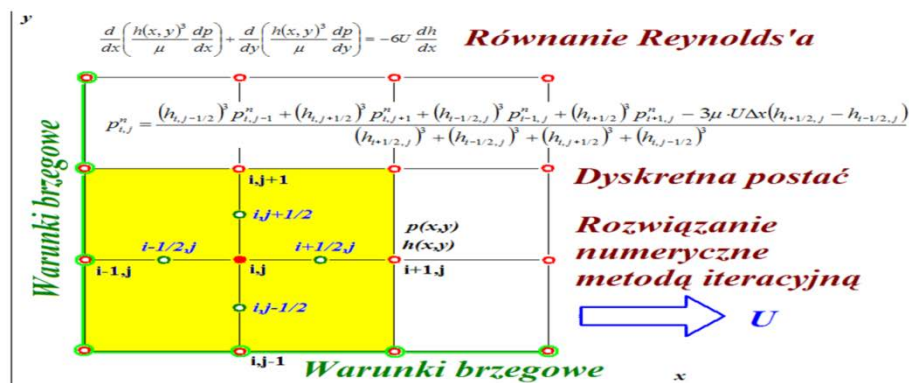


Rysunek 136 Rozwinięcie geometryczne szczeliny między zukosowanym tłoczkiem i tulejką rozdzielczą

przekraczała możliwości dostępnego sprzętu obliczeniowego. Poprawność rozwiązania sprawdzono metodą różnic skończonych, przy pomocy której przeprowadzono analizę szczeliny pomiędzy tulejką rozdzielczą i tłoczkiem. Wykonano dyskretyzację szczeliny przy założeniu, że mimośrodowość tłoczka w stosunku do tulejki wynosi 90% i tłoczek przekasza się w szczelinie, jak to pokazano na rysunku 135. Wykorzystano równanie Reynoldsa

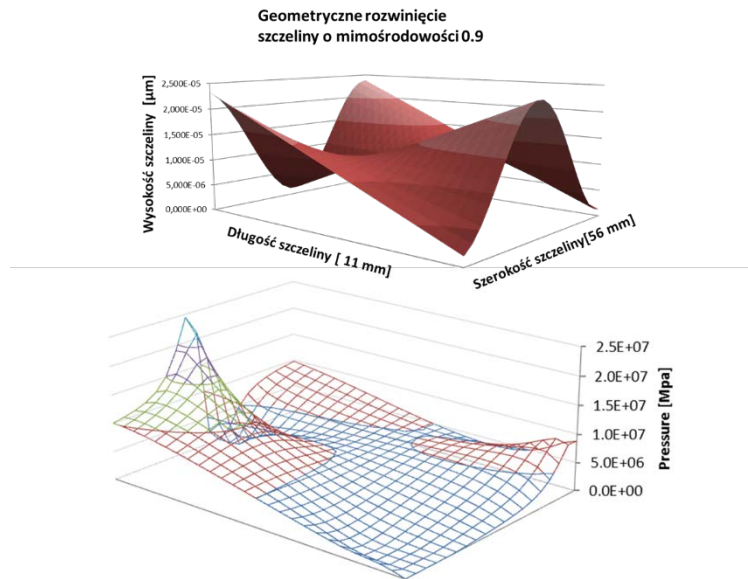
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\eta \left( (U_2 - U_1) \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (8.5.4-8)$$

gdzie  $U_2$  i  $U_1$  oznaczają odpowiednio prędkość ruchu harmonicznego tulejki i tłoczka. Zgodnie z panującymi warunkami wprowadzono ciśnienie na obu krańcach szczeliny. Nominalna wysokość szczeliny wynosiła  $12 \mu\text{m}$ . Szczelinę przetworzono zmniejszając na jednym z jej końców wymiar do 0.1 pierwotnej wysokości. Długość szczeliny wynosiła  $56.5 \text{ mm}$  (co odpowiada długości obwodu okręgu o promieniu  $9 \text{ mm}$  (tyle wynosił promień tłoczka), a jej szerokość  $11 \text{ mm}$ . Długość i szerokość siatki podzielono na elementy. Szablon obliczeń przedstawiono na rysunku 138.



Rysunek 137 Schemat prowadzenia obliczeń metodą różnic skończonych wykorzystując równanie Reynoldsa [J.Piechna]

Na rysunku 138 przedstawiono wykres geometrii szczeliny utworzonej przez zukosowany tłoczek (górny rysunek) oraz rozkład ciśnienia dla 0.04 s (cykl dla pompy o prędkości obrotowej 1000 rpm trwa 0.06s).



**Rysunek 138 Rozkład ciśnienia w oleju i dla zukosowanej szczeliny – wyniki analizy metodą różnic skończonych**

W wyniku obliczeń iteracyjnych otrzymano rozkład ciśnienia w szczelinie. Chcąc uzyskać odpowiedź dotyczącą wielkości natężenia przepływu należało obliczyć prędkość oleju wypływającego ze szczeliny. Skorzystano ze wzoru na prędkość, zadając warunki brzegowe związane z prędkościami tłoczka i tulejki, dzięki czemu otrzymano wielkości stałych  $c_1$  oraz  $c_2$

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + c_1 y + c_2 \quad (8.5.4-9)$$

Dla wysokości szczeliny  $y=0$  prędkość przepływu była równa prędkości przesuwania się tłoczka ( $u_2$ ), a dla wysokości szczeliny  $=h$ , prędkość przepływu była identyczna z prędkością tulejki ( $u_1$ ), co w rezultacie dało wzór

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (z^2 - zh) + \frac{z}{h} (u_1 - u_2) + u_2 \quad (8.5.4-10)$$

Ponieważ

$$Q = b \int_a^b v dy \quad (8.5.4-11)$$

w związku z tym

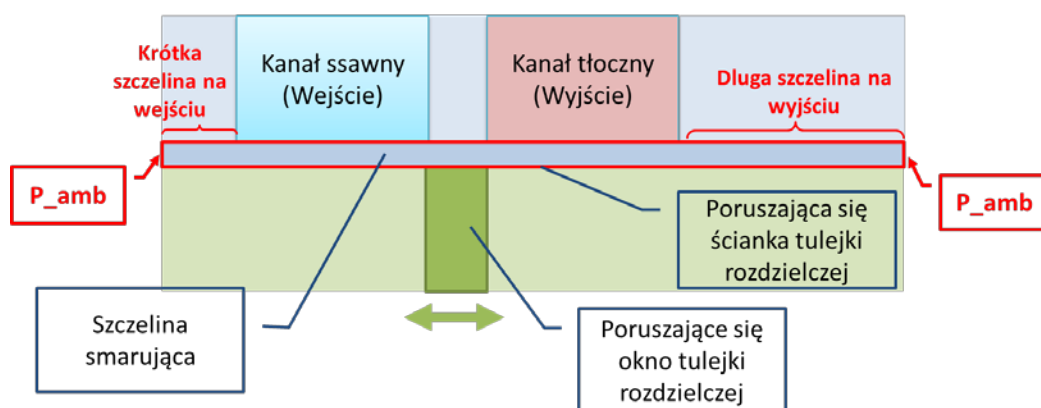
$$Q = \frac{b}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 + b \frac{h}{2} (u_1 - u_2) + u_2 h \quad (8.5.4-12)$$

po podstawieniu otrzymano wynik na objętościowe natężenie przepływu  $Q = 5.11 e^{-6} \frac{m^3}{s}$

lub  $5.11 e^{-3} \frac{l}{min}$ .

### 8.5.5 Model przecieków między tulejką rozdzielczą i kanałami tłocznym i ssawnym

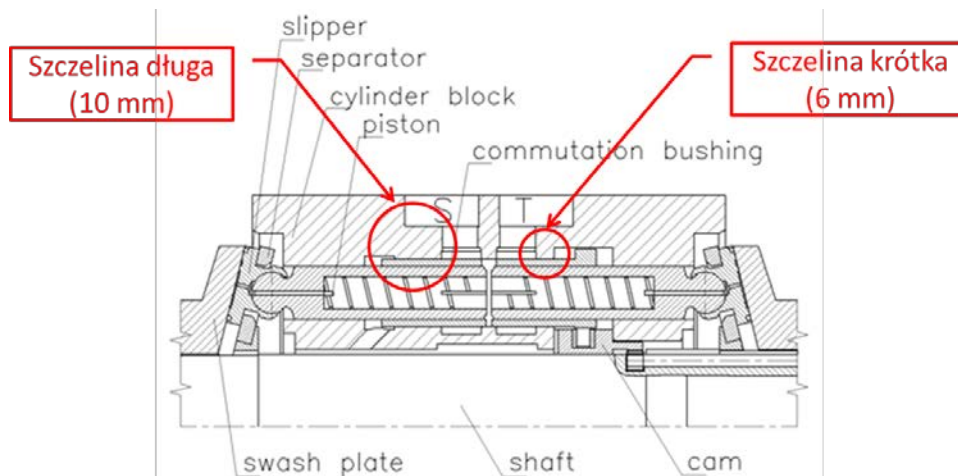
Do modelowania przecieków  $Q_3$  pokazanych na rysunku 123 wybrano model osiowosymetryczny, z uwagi na fakt, iż w czasie pracy pompy tulejka jest odciążona od sił hydrostatycznych i ustawia się symetrycznie we współpracującym z nią gnieździe, w którym wykonane są kanały tłoczny i ssawny. Przeciek  $Q_3$  jest sumą przecieków pod mostkiem oddzielającym oba kanały oraz przecieków do atmosfery z każdego z kanałów przez szczeliny między gniazdem i tulejką rozdzielczą.



Rysunek 139 Przecieki między tulejką rozdzielczą i kanałami ssawnymi i tłocznym

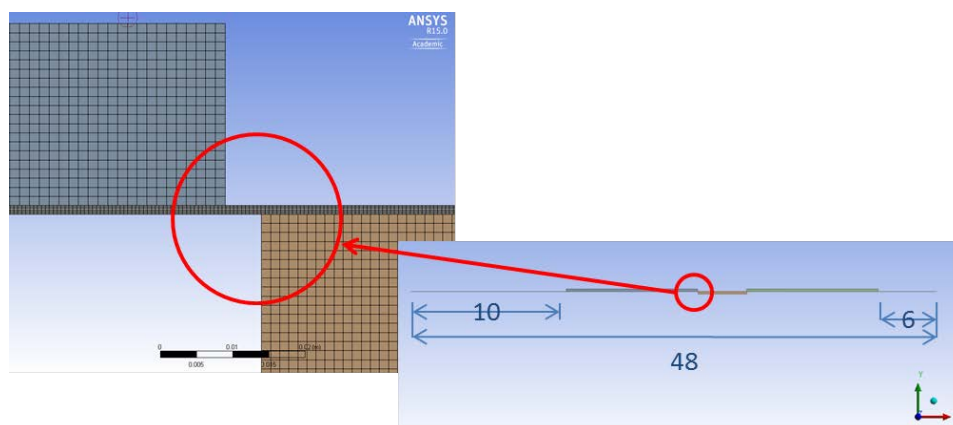
Jednym z powodów analizy przecieku nr 3 była kwestia zoptymalizowania konstrukcji pompy, a szczególnie ustalenia położenia dłuższej ze szczelin między jednym z kanałów a atmosferą. Z uwagi na asymetrię szczelin (patrz rysunek 139) między kanałem ssawnym i atmosferą (przedstawiona na rysunku szczelina ma 10 mm) oraz kanałem tłocznym i atmosferą (szczelina na rysunku 132 ma 6 mm) należało wykazać, która z tych konfiguracji obciążona jest mniejszymi stratami, a w szczególności dla jakiej konfiguracji przecieki oleju są mniejsze. Intuicyjnie mogłoby się wydawać, iż krótsza

szczelina po stronie tłocznej spowoduje większe przecieki, niemniej z uwagi na obecność przeciwstawnych argumentów, jak ruch tulejki generujący prędkość unoszenia oleju i zmniejszoną lepkość spowodowaną podwyższoną temperaturą pracy pompy, należało to wykazać przy pomocy symulacji.



**Rysunek 140** Asymetria szczelin łączących kanały pompy z atmosferą

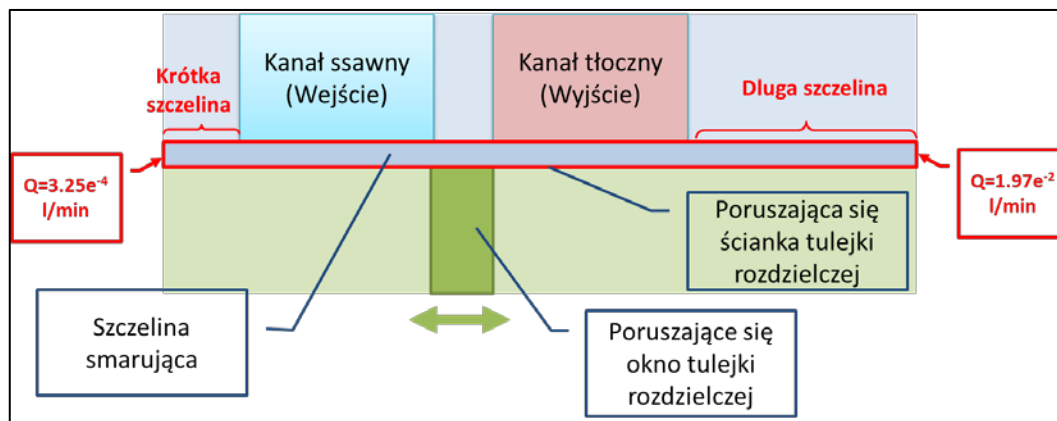
Niniejszy przypadek jest podobny do modelu przecieków między tulejką rozdzielczą i tłoczkiem (model nr 2), z tą różnicą, że tylko jedna powierzchnia tworząca szczelinę porusza się. Jest to zewnętrzna powierzchnia tulejki rozdzielczej. Model przecieku zakłada, że olej ma temperaturę  $49\text{ }^{\circ}\text{C}$ , wysokość szczeliny wynosi  $12\text{ }\mu\text{m}$  (luz promieniowy), ciśnienie w pompie jest kontrolowane funkcją użytkownika, ciśnienie zewnętrzne ma wartość ciśnienia atmosferycznego, tulejce przypisany jest ruch harmoniczny. Model osiowosymetryczny pokazany na rysunku 141 mierzył 48 mm długości i poza szczeliną pod mostkiem posiadał dwie szczeliny łączące kanały z atmosferą. Model złożony był z 95000 elementów objętościowych, z czego 54000 elementów definiowało szczeliny smarujące.



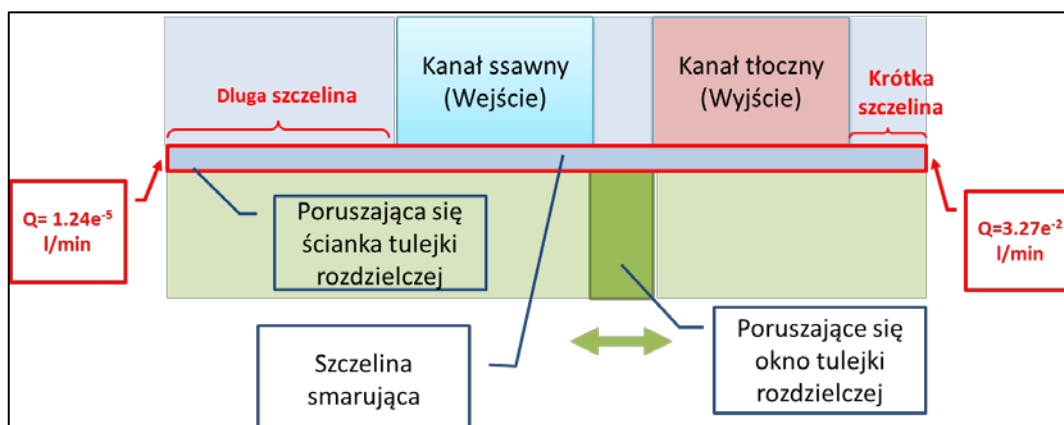
**Rysunek 141** Osiowosymetryczny model szczeliny między tulejką rozdzielczą i kanałami pompy

Przygotowano dwa podobne model przecieków – różniące się położeniem dłuższej szczeliny. W wyniku analizy otrzymano wielkość przecieków dla obu konfiguracji. Na rysunku 142 pokazano wielkość przecieków ze szczelin łączących kanały pompy z atmosferą (konfiguracja I- krótka szczelina po stronie tłocznej.), natomiast na rysunku

143 przedstawiono konfigurację II – z krótką szczeliną łączącą kanał ssawny z atmosferą.



Rysunek 142 Porównanie natężenia przepływu dla różnych konfiguracji szczelin (Konfiguracja I)



Rysunek 143 Porównanie natężenia przepływu dla różnych konfiguracji szczelin (Konfiguracja II)

Tabela 4 podsumowuje wyniki analizy przepływu oleju przez szczelinę między tulejką rozdzielczą i gniazdem, podając natężenia przepływu w szczelinach o różnych konfiguracjach. Wyniki dotyczą pompy o prędkości 1000 rpm i wydajności 100%.

1000 rpm 100% wydajności		
Konfiguracja I		
Przepływ - Szczelina 6 mm (strona ssawna)	Przepływ - Szczelina 10 mm (strona tłoczna)	Przepływ całkowity

$3.25e^{-4} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$1.97e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$2e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$
Konfiguracja II		
Przepływ- Szczelina 10 mm (strona ssawna)	Przepływ - Szczelina 6 mm (strona tłoczna)	Przepływ całkowity
$1.21e^{-4} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$3.27e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$3.29e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$

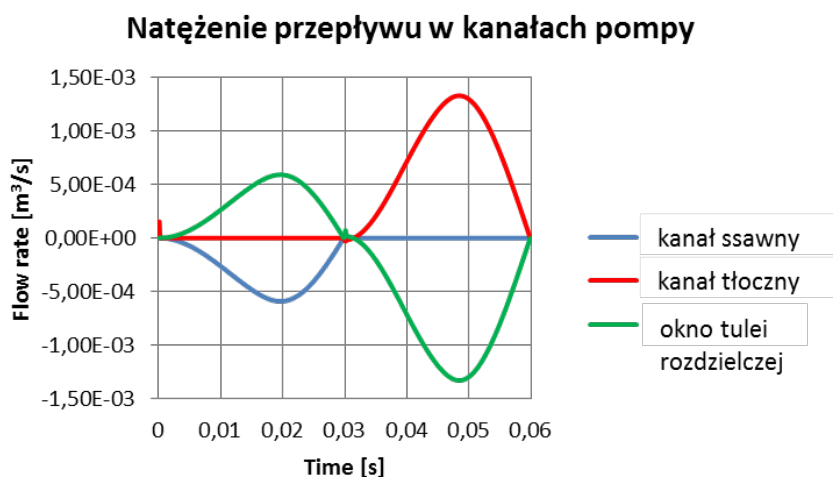
**Tabela 4** Porównanie przecieków między tulejką i gniazdem dla 1000 rpm

1500 rpm 100% wydajności		
Konfiguracja I		
Przepływ- Szczelina 6 mm (strona ssawna)	Przepływ - Szczelina 10 mm (strona tłoczna)	Przepływ całkowity
$3.47e^{-4} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$1.97e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$2e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$
Konfiguracja II		
Przepływ- Szczelina 10 mm (strona ssawna)	Przepływ - Szczelina 6 mm (strona tłoczna)	Przepływ całkowity
$2.81e^{-5} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$3.28e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$3.28e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$

**Tabela 5** Porównanie przecieków między tulejką i gniazdem dla 1500 rpm

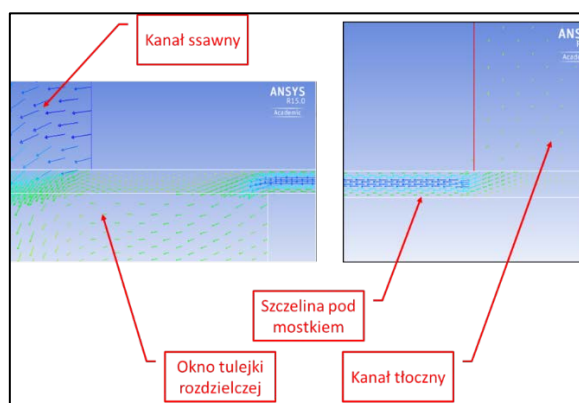
Poza przeciekami w szczelinach między kanałami pompy i atmosferą istnieje jeszcze jeden przeciek, który może wpływać na straty w pompie. Jest to przeciek między kanałami ssawnym i tłocznym, pod mostkiem oddzielającym te kanały. Różnica ciśnienia między kanałami wynosiła w badanym przypadku ponad  $9 \text{ MPa}$  ( $\Delta p = 10 \text{ MPa} - 0.2 \text{ MPa}$ ) i wynikała z różnicy między ciśnieniami ssania i tłoczenia pompy, a szerokość oddzielającego je mostka równa była 5.1 mm. Mimo wysokiej różnicy

ciśnienie między kanałami nie zaobserwowano przypadku przecieku z kanału tłocznego do kanału ssawnego. W czasie cyklu ssania olej kierowany jest z kanału ssawnego przez okna tulejki rozdzielczej do komory roboczej, natomiast podczas cyklu tłoczenia, olej podawany jest z komory roboczej do kanału tłocznego. I te przepływy, łącznie z prędkością unoszenia generowaną przez poruszającą się tulejkę rozdzielczą wywierały wpływ na przeciek z kanału tłocznego. Wykres natężenia przepływu dla obu kanałów i okien tulejki rozdzielczej, która steruje przekierowaniem cieczy w czasie cyklu pracy pompy. pokazano na rysunku 145. Widoczna jest symetria między natężeniem przepływu między danym kanałem pompy i oknem tulejki rozdzielczej. Opis przecieku z kanału tłocznego w kierunku mostka pokazano na kolejnych rysunkach. W przypadku przecieków pod mostkiem można założyć, iż występować one będą tylko w fazie ssania i w czasie zaślepienia komory roboczej, gdy ciśnienie w kanale ssawnym będzie powyżej ciśnienia w pozostałych elementach pompy. Na rysunku 146 przedstawiono przepływ oleju w szczelinie pod mostkiem, podczas fazy ssania.

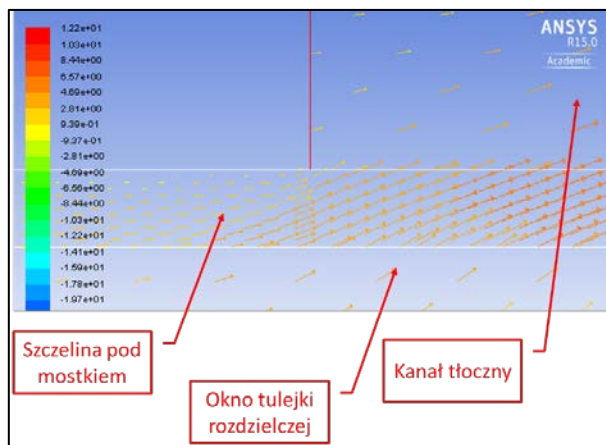


**Rysunek 144 Przepływ oleju między komorą roboczą i kanałami ssawnym i tłocznym**

Wyraźnie widać, że z uwagi na fakt, iż w komorze roboczej panuje ciśnienie niższe niż w kanale ssawnym, olej wyciekający z kanału tłocznego kieruje się bezpośrednio do okna tulejki rozdzielczej.

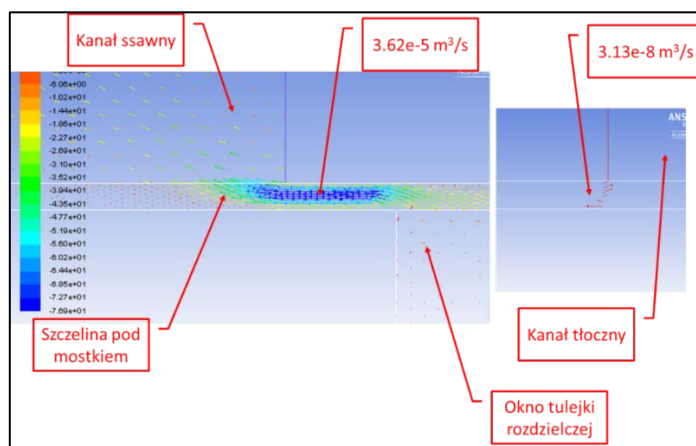


**Rysunek 145 Przeciek pod mostkiem między kanałami (1500 rpm, 100% wydajności, t=0.01s)**



**Rysunek 146 Przepływ oleju w trakcie cyklu tłoczenia (1500 rpm, 100% wydajności,  $t = 0.021$  s)**

W fazie tłoczenia ciśnienie w komorze roboczej przewyższa ciśnienie w kanale tłocznym i olej przemieszcza się do kanału tłocznego. – rysunek 146. W trakcie zaślepienia komory roboczej, gdy nie ma ona połączenia z żadnym z kanałów, ciśnienie z komory roboczej powoduje przeciek oleju do szczeliny między tulejką roboczą i gniazdem z kanałami pompy (rysunek 147). Porównanie przecieków między tulejką rozdzielczą i gniazdem przedstawiono w tabeli 6. Występują one w trakcie cyklu ssania i osiągają poziom przecieków w szczelinach do atmosfery. Przy zwiększeniu prędkości pompy do 1500 rpm przecieki zmniejszają się. Praca pompy powoduje podgrzanie współpracujących ze sobą części i podniesienie temperatury oleju. Występujące w szczelinach przecieki są powodem strat energetycznych, które wpływają na powstanie pola temperatur zależnego od: dopływu ciepła wywołanego przepływem od różnicy ciśnień, tarcia wiskotycznego (tarcia międzycząsteczkowego cieczy przy ruchu względnym ścianek), tarcia granicznego,



**Rysunek 147 Przepływ oleju w czasie zaślepienia komory roboczej (1500 rpm, 100% wydajności,  $t = 0.04$  s)**



Konfiguracja pompy:	Prędkość pompy 1000 rpm	Prędkość pompy 1500 rpm
Długa szczelina między kanałem tłocznym i atmosferą	$6.6e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$6.2e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$
Krótką szczelina między kanałem tłocznym i atmosferą	$5.6e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$	$5.2e^{-2} \left[ \frac{l}{min} \right]$

**Tabela 6 Przecieki między tulejką rozdzielczą i gniazdem**

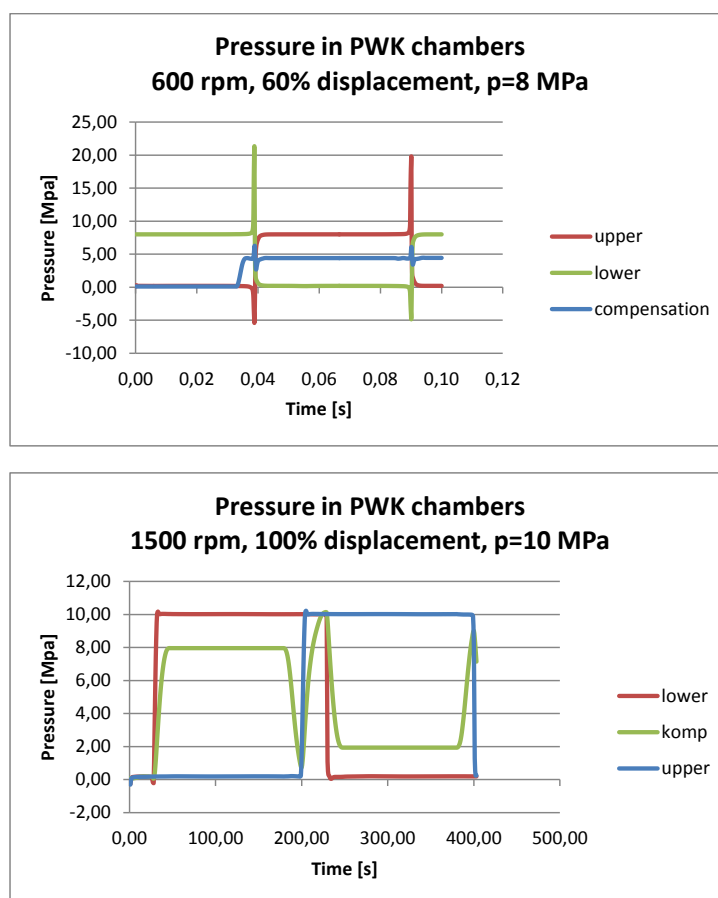
odpływu ciepła zabieranego przez strumień oleju w szczelinie czy odpływu ciepła wskutek przenikania przez ścianki szczeliny do otoczenia. Z uwagi na fakt, iż lepkość oleju jest ściśle uzależniona od jego temperatury, uwzględniono to zgodnie z wykresem przedstawionym na rysunku 128 i wykorzystano w modelu omawianych szczelin. Z uwagi na fakt, że wielkość przepływów w szczelinach zależy bezpośrednio od wysokości szczeliny, wagi nabiera dokładność wykonania części pompy hydraulicznej, a w tym dobór tolerancji dla wałków i otworów. I tak w hydraulice nie stosuje się przyjętej w budowie maszyn dokładnej klasy pasowań 7/6 (H7/g6), jako, że jest za mało dokładna. Zadawalające jest stosowanie tolerancji 5/4. Powinno się pamiętać, że małym luzom towarzyszą duże straty związane z tarciem, dlatego dążyć należy do optymalnej pary kinematycznej. Dla małych maszyn hydraulicznych stosuje się luzy 7 – 10, a dla dużych 13 – 15 [29]. Luz powinien być większy od chropowatości powierzchni i odkształceń powierzchni od obciążenia. Mniejsza wysokość szczeliny powoduje większe wydzielanie się ciepła i gorsze jego odprowadzanie. Nagrzewanie strumienia oleju w szczelinie nie powinno przekraczać  $20 \div 30^{\circ}C$ . Niezbędne jest stosowanie odpowiednich filtrów oleju.

## **9. ZMNIEJSZANIE SKALI ZJAWISK DYNAMICZNYCH W WYSOKOCIŚNIOWEJ POMPIE TŁOCZKOWEJ PWK**

### **9.1. Analiza przydatności membrany kompensującej skoki ciśnienia**

Nowatorska konstrukcja wysokociśnieniowej pompy osiowej wielotłoczkowej o zmiennej wydajności wprowadziła korzystne zmiany dotyczące możliwości sterowania wydajnością pompy w sposób płynny przy użyciu sygnału o niewielkiej mocy. To rozwiązanie w sposób drastyczny wyeliminowało źródło największych strat energetycznych w pompie przez odciążenie hydrostatyczne rozrządu i zwiększenie jego trwałości. Zmniejszono objętość przestrzeni martwej między tłokami o ok. 40 razy w stosunku do pompy z rozrządem czołowym, co przy wyższych ciśnieniach zwiększa sprawność objętościową pompy. Niemniej w pewnym zakresie pracy pompy zmniejszeniu wydajności towarzyszyły gwałtowne skoki ciśnienia, które negatywnie

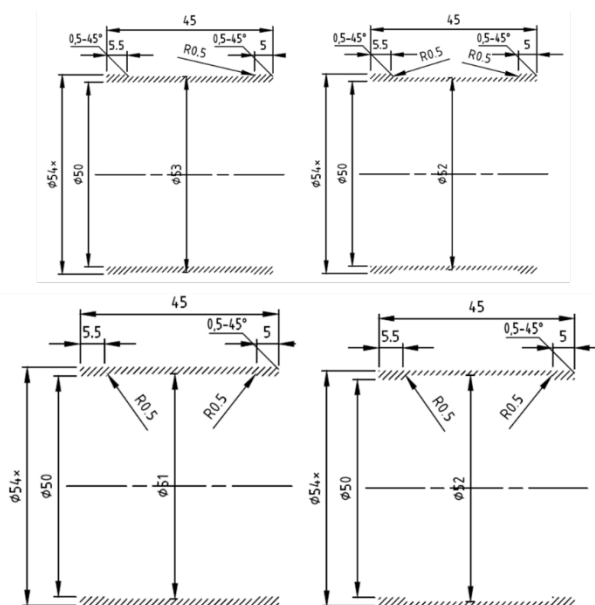
mogą wpłynąć na parametry eksploatacyjne pompy. Aby zapobiec gwałtownym skokom ciśnienia zastosowano komorę kompensacyjną, utworzoną przez przestrzeń między korpusem pompy i wciśniętą w niego tulejką, która z pewnym luzem zamocowana jest nad centralnie umieszczonym wałem napędowym. Gdy nastawa wydajności wynosi 100%, komora kompensacyjna nie jest potrzebna. Przy zmniejszeniu wydajności dają się zaobserwować wysokie skoki ciśnienia w komorze roboczej w momencie odcięcia komory od któregoś z kanałów pompy (ssącego lub tłoczącego). Pokazano to na rysunku 148, gdzie porównano wysokość ciśnienia w komorach roboczych górnej i dolnej oraz komorze kompensacyjnej, przy ciśnieniu tłoczenia równym 8 MPa, prędkości obrotowej 600 rpm i wydajności 60%.



Rysunek 148 Porównanie ciśnienia dla pompy o wydajności 60% i 100%

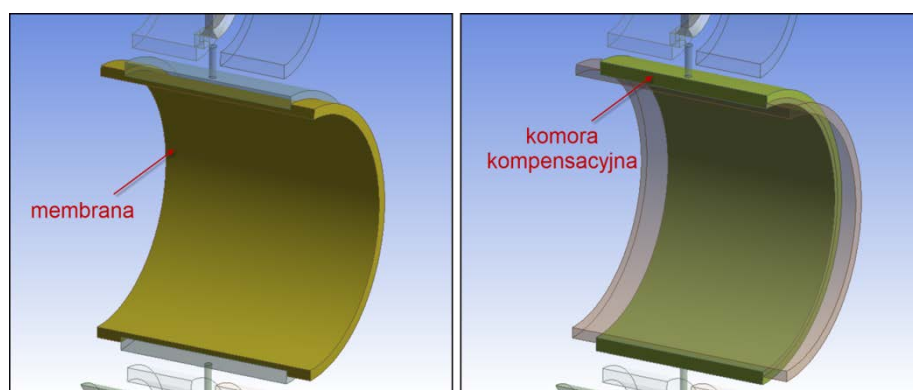
Mimo, iż zwiększeniu prędkości obrotowej towarzyszą zwykle większe skoki ciśnienia, w przypadku, gdy wydajność jest nastawiona na 100% te skoki są praktycznie niezauważalne (dolny wykres na rysunku 148). Poniżej znajduje się opis prac konstrukcyjnych wykonanych w celu ustalenia optymalnych parametrów tulejki, której ścianka tworzy membranę komory kompensacyjnej. Proces konstrukcyjny poprzedziła faza analiz odpowiedzi ścianki tulei na zadane ciśnienie w komorze roboczej. Przygotowano projekty kilku wariantów tulei kompensacyjnych, wykonanych ze stali. Tulejka o średnicy niewiele większej niż średnica wału napędowego pompy ( $\Phi 50$ ) jest wciskana w żeliwny korpus i jej zewnętrzna powierzchnia tworzy dolną część komory kompensacyjnej, która w zamyśle konstruktora miała służyć jako akumulator ciśnienia.

W przypadku nadwyżki ciśnienia olej przedostawałby się z komory roboczej do komory kompensacyjnej, natomiast w chwili, gdy ciśnienie w komorze roboczej spadałoby poniżej ciśnienia w komorze kompensacyjnej olej z niej przedostawałby się do komory roboczej. Różne konfiguracje tulejki tworzącej membranę komory kompensacyjnej przedstawiono na rysunku 149.



**Rysunek 149 Różne konfiguracje membrany kompensacyjnej**

Na rysunku 150 pokazano membranę i utworzoną dzięki niej komorę kompensacyjną wypełnioną olejem. Model przedstawia połowę symetrycznej struktury 2 komór roboczych połączonych ze sobą komorą kompensacyjną, połączonej z komorami roboczymi otworami kompensacyjnymi.



**Rysunek 150 Model membrany i komory kompensacyjnej w uproszczonym modelu pompy PWK**

Dopuszczalne ugięcie membrany z uwagi na topologię układu jest ograniczone luzem między ścianką membrany a wałem pompy. Zakładając grubość membrany 1,5 mm otrzymamy luz promieniowy 0,4 mm w pompie PWKZ-95 i 0,35 mm w PWKZ-80. Teoretycznie możliwe są ugięcia ścianki membrany rzędu 0,2 - 0,25 mm. Natomiast z uwagi na sztywność stalowej tulei faktyczne maksymalne ugięcie jest na poziomie

kilku setnych milimetra, zdecydowanie - poniżej 0,1 mm. Chcąc zwiększyć podatność membrany można zmniejszyć jej grubość. Przeprowadzono wstępne oszacowania dla membrany o grubościach od 1mm do 0.6 mm. Korzystając ze wzoru na naprężenia obwodowe dla cylindrów cienkościennych

$$\sigma_{\Theta} = \frac{PD_M}{2t} \quad (8.1-1)$$

gdzie:  $P$  to ciśnienie działające na ściankę,  $t$  grubość ścianki,  $r$  wewnętrzny promień cylindra,  $D_m$  uśredniona średnica (średnica zewnętrzna –  $t$ )

W tabeli 7 pokazano wartości naprężeń obwodowych w tulejkach o różnej grubości ścianki.

P [MPa]	grubość ścianki [mm]	naprężenia obwodowe [MPa]	P [MPa]	grubość ścianki [mm]	naprężenia obwodowe [MPa]
10	1	247	45	1	1113
10	0,8	308	45	0,8	1385
10	0,6	409	45	0,6	1840

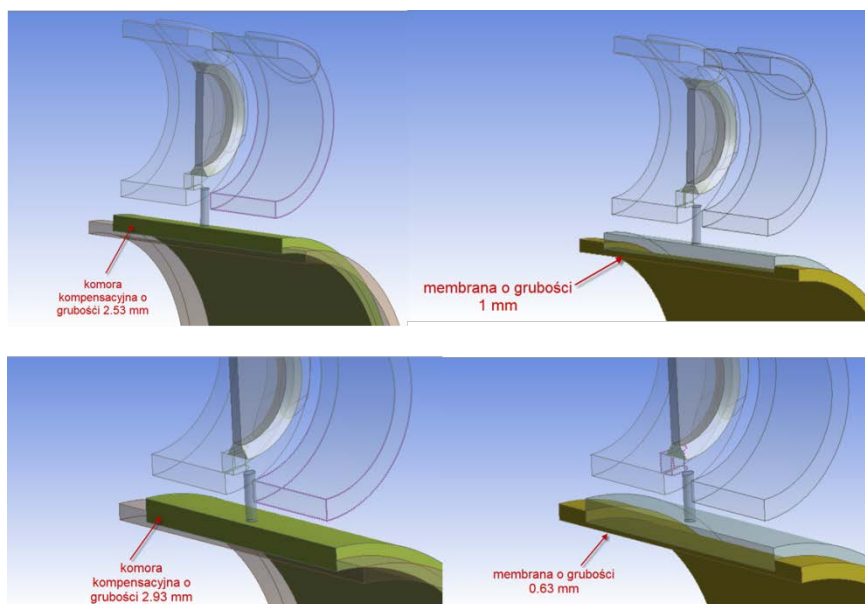
**Tabela 7** Wartości naprężeń obwodowych dla tulejek

Powyższe wyniki dotyczą tulei o promieniu wewnętrznym = 24,23 mm. Takie naprężenia są w stanie przenieść dostępne na rynku stale stopowe o wysokiej wytrzymałości (patrz tabela 8).

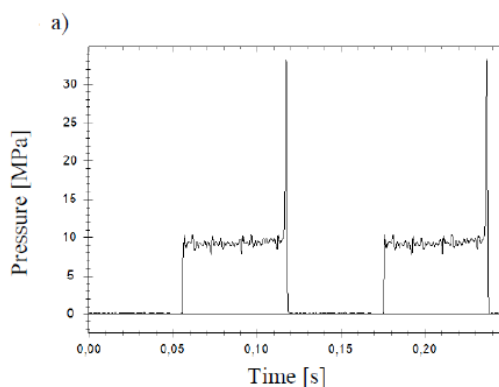
Results:					Statistic:			
Nr	S0 mm <sup>2</sup>	Rp 0.2 MPa	Rm MPa	ε-Bruch %	Serie n = 5	Rp 0.2 MPa	Rm MPa	ε-Bruch %
1	28,27	2052,81	2076,54	5,85	x	2041,22	2082,40	5,15
2	28,65	2064,74	2092,90	5,42	s	39,91	7,28	0,79
3	28,46	2074,70	2081,98	4,05	min	1973,67	2074,89	4,05
4	28,94	1973,67	2074,89	4,64	max	2074,70	2092,90	5,85
5	28,75	2040,16	2085,71	5,82				

**Tabela 8** Własności wytrzymałościowe stali stopowej starzonej o podwyższonej wytrzymałości

Przygotowano dwa przebiegi obliczeń: dla membrany o grubości 0.6 mm oraz membrany o grubości 1 mm. Na rysunku 151 pokazano te 2 warianty obliczeniowe. Obliczenia CFD prowadzono na modelu ze strukturą traktowaną jako bryła sztywna. Ich celem było sprawdzenie czy różnica grubości membrany, a co za tym idzie – zmiana objętości komory kompensacyjnej ma wpływ na zmniejszenie skoku ciśnienia w pompie, której nastawa wydajności została ustawiona na 20%, a prędkość obrotowa pompy wynosiła 1500 rpm. W obu wypadkach skoki ciśnienia w komorze roboczej miały tę samą wartość. Co wskazywało na brak wpływu podatności tulei na zmianę wysokości skoku ciśnienia w komorze roboczej. Podobne wyniki uzyskano w badaniach na stanowisku roboczym. Na rysunku 152 pokazano piki ciśnienia uzyskane w badaniach pompy o wydajności 20% i prędkości 500 rpm.



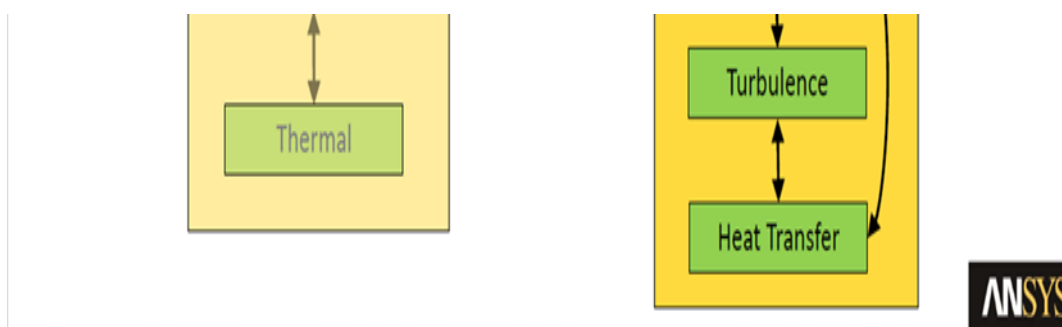
**Rysunek 151** Różnice w konfiguracji membrany i komory kompensacyjnej dla badanych przypadków



**Rysunek 152** Skoki ciśnienia w komorze roboczej (otwór kompensacyjny  $1.5 \text{ mm}^2$ , 500 rpm 20%) [35]

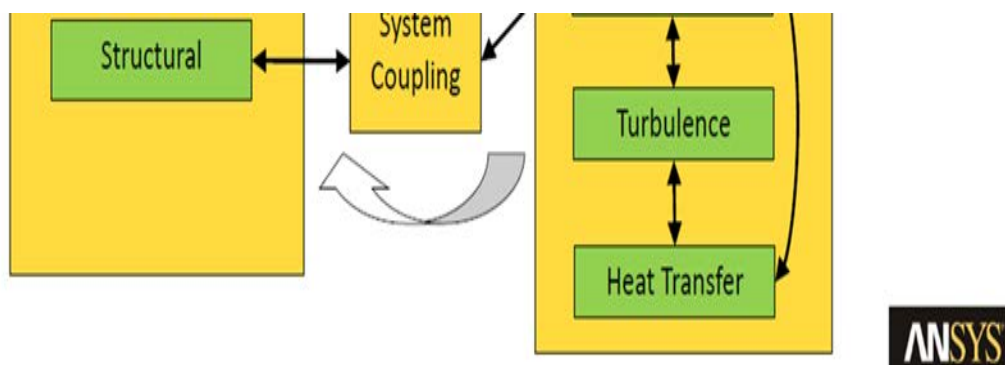
Na wykresie widać gwałtowne skoki ciśnienia, które towarzyszą przykryciu komory roboczej przez mostek, co powoduje ograniczony odpływ oleju z uwagi na brak połączenia z oknem tulejki rozrządu. Jeśli założy się ciśnienie nominalne tłoczenia 10 MPa (tak, jak pokazano to na rysunku 152), wówczas ciśnienie w szczytowym punkcie osiąga wartość ponad 3-krotnie większą od ciśnienia nominalnego. Biorąc pod uwagę wyniki obliczeń naprężeń obwodowych w membranie (tabela 7) oraz fakt, iż pompa PWK jest zaprojektowana do ciśnień 45 MPa i prędkości 3000 rpm, należy odrzucić wariant z cienką membraną, jako niespełniającą wymogów wytrzymałościowych. Membrana o grubości ścianki 1 mm takie wymogi może spełnić tylko pod pewnymi warunkami. Ich brak może spowodować uszkodzenie elementów pompy. Te warunki to ograniczenie piku ciśnienia do wartości 5 MPa. Aby przekonać się w jaki sposób zachowuje się membrana w odpowiedzi na działanie oleju pod ciśnieniem, przeprowadzono analizę określaną w języku angielskim jako

Fluid-Structure Interaction, czyli sprzężenie oddziaływania płynu i struktury będącej z nim w kontakcie. Moduły do obliczeń mechaniki płynów i obliczeń strukturalnych, można ze sobą połączyć przy pomocy sprzężenia, określanego w programie jako System Coupling. Takie sprzężenie może być słabe (jedno-stronne), kiedy wyniki z obliczeń płynu w postaci obciążeń na węzłach przekazuje się do programu MES-owskiego, który wylicza na podstawie sił w węzłach odkształcenia, lub pełne (2-stronne), gdy przemieszczenia węzłów otrzymane w wyniku analizy struktury pod wpływem sił w węzłach, pochodzących od oleju, są przekazywane z powrotem, aby wyliczyć ciśnienie w węzłach płynu. Schemat działania takiego sprzężenia pokazano na rysunkach 153 i 154.



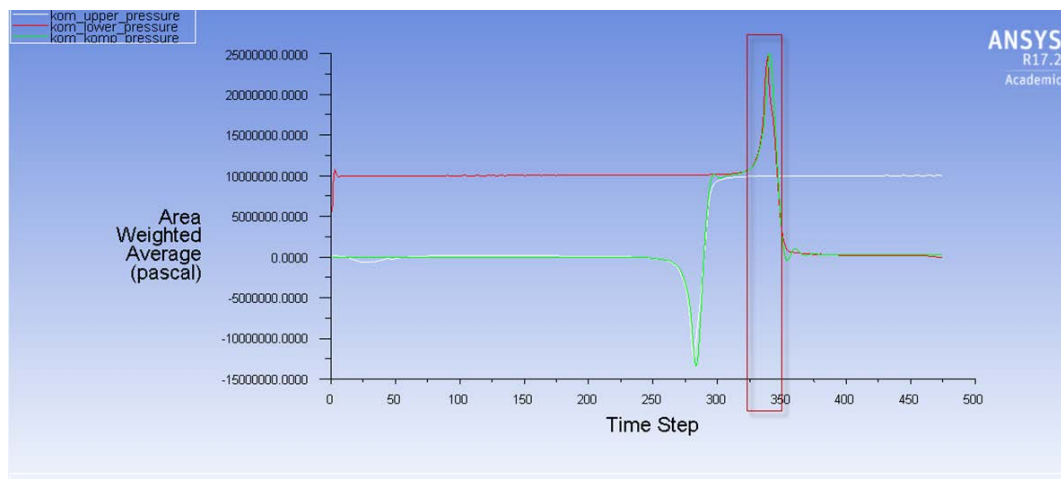
**Rysunek 153** Schemat rozwiązywania zadania sprzężonego

Równania ciągłości i momentu pędu można rozwiązać jednocześnie w module sprzężonym (coupled solver), lub jako odrębne matryce – w module rozłącznym (segregated solver). Inne pola (turbulencji, przepływów cieplnych) są rozwiązywane rozłącznie i przy pomocy metody iteracyjnej. W przypadku obliczeń sprzężonych uwzględniających podatność struktury i przepływ płynu niezbędne są wielokrotne iteracje parametrów między modułami, aby doprowadzić do zbieżnego rozwiązania.



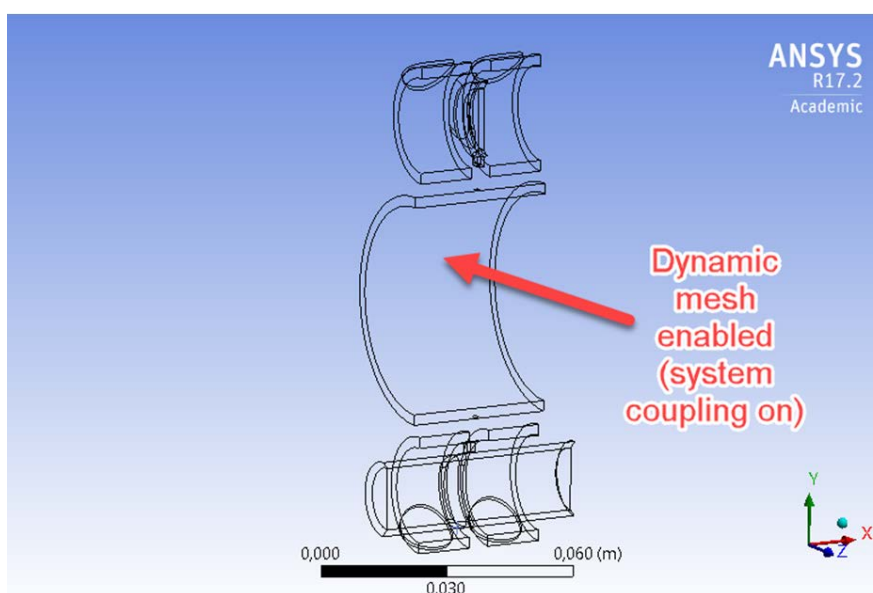
**Rysunek 154** Obliczenia iteracyjne między sprzężonymi modułami (do obliczeń strukturalnych i analizy płynu)

Takimi parametrami mogą być siła, przemieszczenie, temperatura, przepływ ciepła, współczynnik przewodzenia ciepła. Obliczenia sprzęgające różne moduły obliczeniowe są bardzo zasobochłonne i wymagające pod względem czasu obliczeń. Dlatego w analizie FSI dotyczącej obciążenia membrany wybrano obszar dynamicznych zmian ciśnienia w komorze roboczej. Pokazano to na rysunku 155.



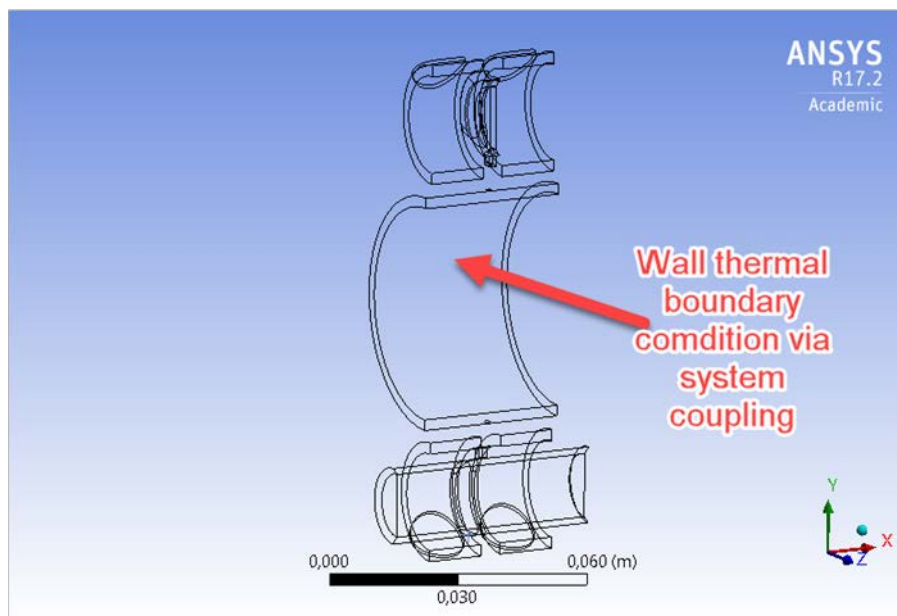
**Rysunek 155 Zakres obliczeń FSI dla pompy z nastawą 20%, 1500 rpm**

Zakres dotyczył 25 kroków o długości  $5e-5$  s, pokrywających wartości ciśnienia od 10 do 24 MPa.



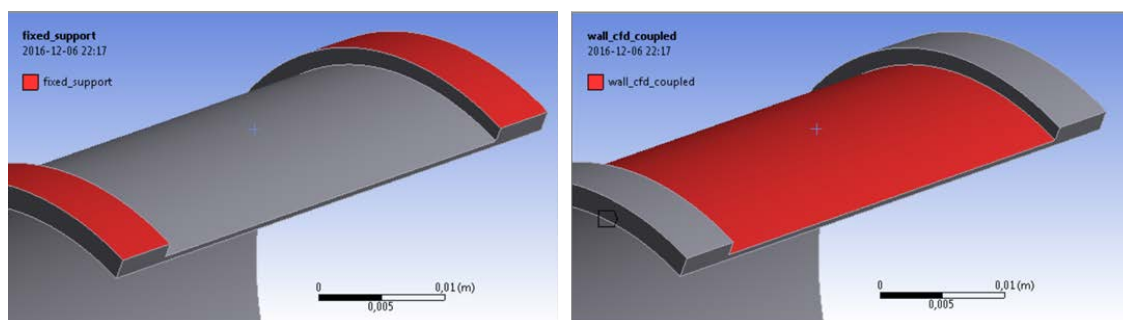
**Rysunek 156 Ustawienie warunków brzegowych we Fluencie**

Model płynu przygotowano do analizy FSI wskazując obszar domeny, który będzie przekazywał siły węzłowe do modułu analizującego odkształcenia membrany. W module sterującym ruchem komórek płynu sprzęgnięto strefę definiującą wewnętrzną ściankę komory kompensacyjnej.



**Rysunek 157** Warunek brzegowy dotyczący przepływu ciepła między komorą kompensacyjną i membraną

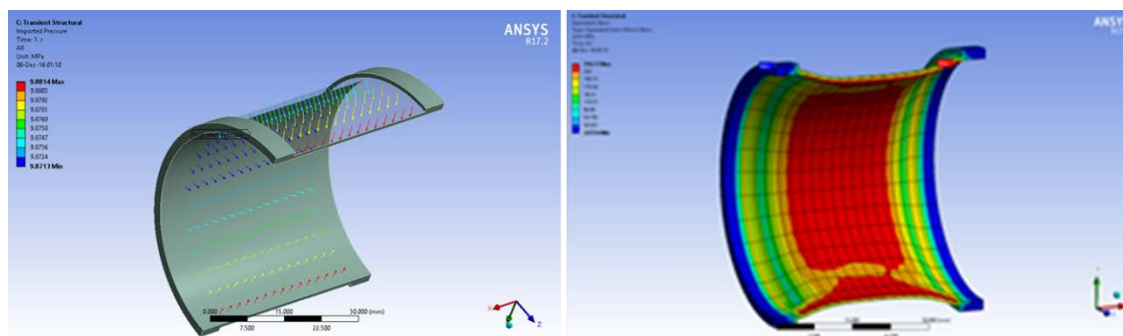
Poza tym uwzględniono przepływ ciepła między ścianką komory kompensacyjnej i membraną, uruchamiając sprzężenie między tymi elementami (patrz rysunek 157). Membranę przygotowano do analizy ustawiając warunki brzegowe, które związane były z ustaleniem kinematycznym (nieruchome krawędzie wciśnięte w korpus) oraz ze wskazaniem ścianki przejmującej obciążenia od płynu w komorze kompensacyjnej. Przedstawia je rysunek 158.



**Rysunek 158** Warunki brzegowe nałożone na model membrany w przygotowaniu do analizy FSI

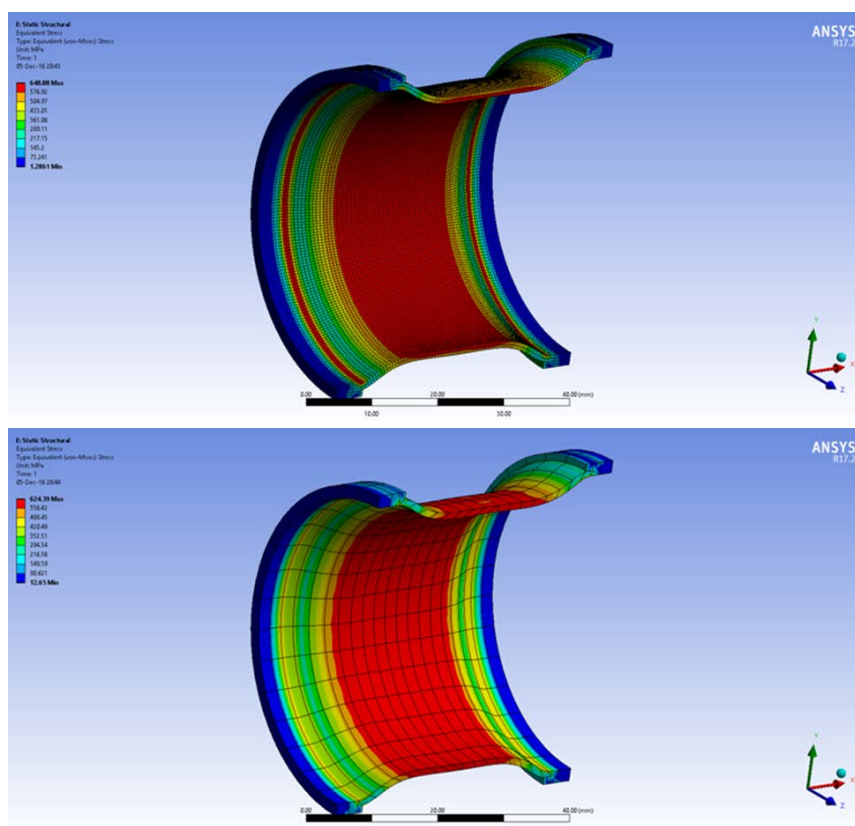
Wykonano analizę jedno-kierunkową z uwagi na niewielkie odkształcenia membrany. Najpierw przeprowadzono obliczenia dla obciążenia membrany ciśnieniem 10 MPa. Na rysunku 159 pokazano obciążenie membrany ciśnieniem z komory kompensacyjnej oraz mapę naprężeń w membranie.





**Rysunek 159** Analiza jednokierunkowa oddziaływania oleju w komorze kompensacyjnej na membranę

Wykonano porównawcze przebiegi obliczeń dla membrany o siatce z rozdzielczością 4 elementów na grubości oraz membrany z siatką o jednym elemencie definiującym grubość. Wyniki dla obciążenia membrany ciśnieniem 24 MPa pokazane na rysunku 160 wskazują na dużą zbieżność i legitymizują używanie zgrubnej siatki do modelowania membrany zgrubnie w czasochłonnych przebiegach.



**Rysunek 160** Porównanie wyników naprężeń w membranie modelowanej z różną rozdzielczością – dla obciążenia ciśnieniem 24 MPa. [43]

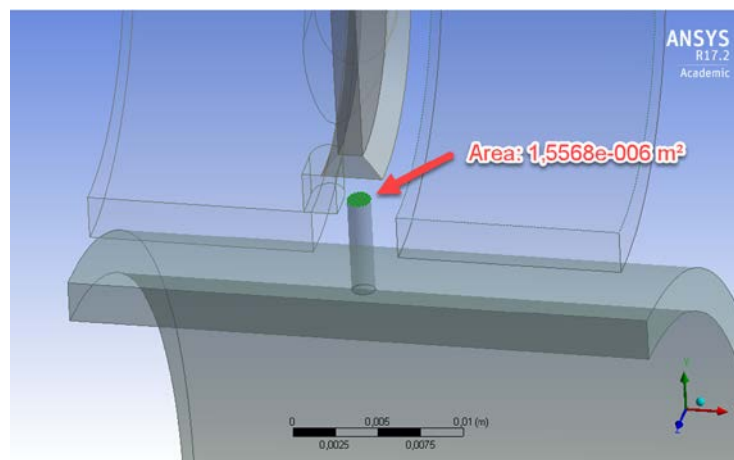
Ze względu na niewielkie odkształcenia powstałe w wyniku interakcji płynu ze strukturą postanowiono zaniechać 2-kierunkowej analizie FSI z racji jej niewielkiej przydatności. Podsumowując dotychczasowe analizy, połączone z wynikami badań wydaje się, że sama membrana tworząca komorę kompensacyjną nie jest w stanie obniżyć w zadawalającym stopniu pików ciśnienia w komorze roboczej. Oznacza to, iż

niezbędne jest powzięcie alternatywnych kroków zmierzających do osiągnięcia tego celu.

### 9.1.1 Badanie wrażliwości ciśnienia w komorze roboczej na zmianę w konfiguracji otworów kompensacyjnych

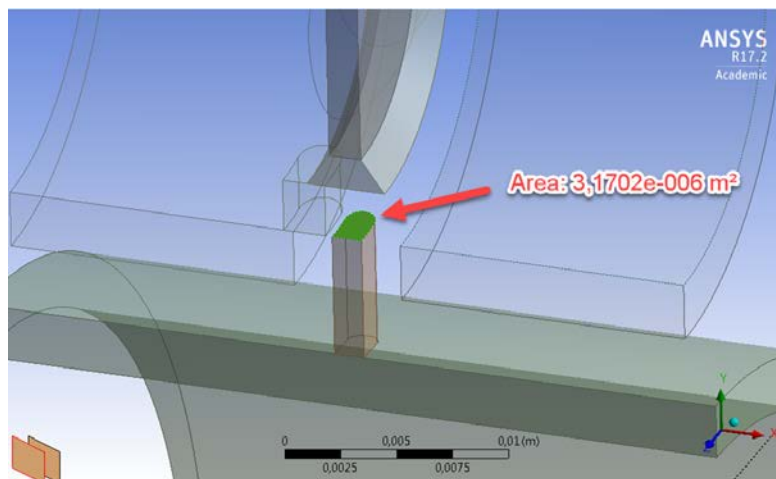
Z uwagi na niedostateczną skuteczność działania membrany jako kompensatora ciśnienia powstającego w wysokociśnieniowej pompie o zmiennej wydajności zdecydowano w analizie numerycznej wykorzystać inny czynnik, który może mieć wpływ na zmniejszenie skoku ciśnienia w komorze roboczej, a mianowicie pole powierzchni otworów kompensacyjnych łączących komory robocze z centralnie położoną komorą kompensacyjną. Wcześniej opisano badania symulacyjne związane z dodaniem dodatkowego otworu kompensacyjnego i powiększeniem jego średnicy z 0.5 do 0.7 mm (patrz rysunek 107). Po analizie odpowiedzi membrany na działanie obciążeń spowodowanych ciśnieniem okazało się, że jej odkształcenia były niewystarczające i chcąc ograniczyć skoki ciśnienia należy zwiększyć przepływ objętościowy oleju z komory roboczej w czasie jej zaślepienia. Jednym ze sposobów jest powiększenie pola powierzchni otworów kompensacyjnych. Rozpatrzono 3 konfiguracje otworów kompensacyjnych dla nastawy wydajności 20%:

- 1) 2 symetryczne otwory o średnicy 1.4 mm (pole powierzchni  $1.55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ )

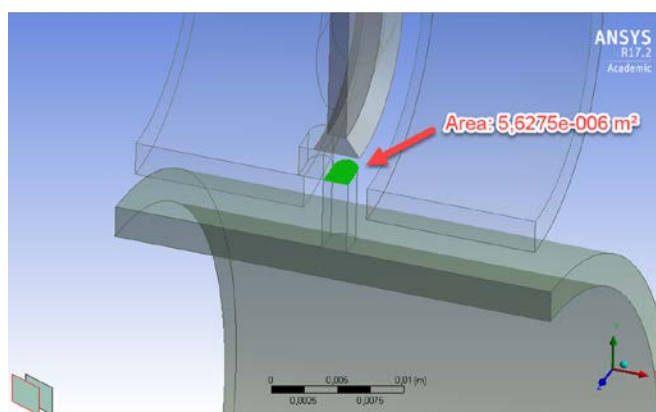


Rysunek 161 Symetryczny model 2-komorowy z otworem kompensacyjnym o średnicy 1.4 mm

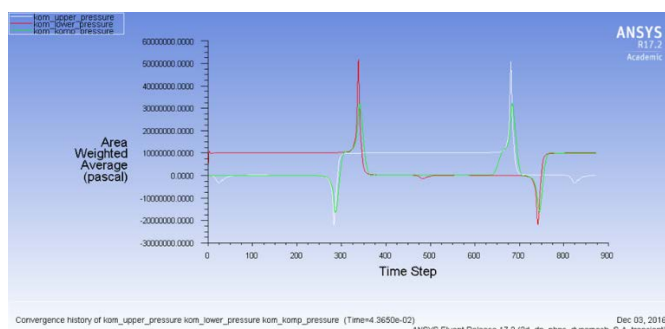
- 2) kanał powstały z połączenia tych otworów (szerokość 1.4 mm, pole powierzchni  $3.17 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ )
- 3) kanał pokrywający się z dolnym oknem tulejki rozdzielczej (szerokość 2 mm, pole powierzchni  $5.65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ ).
- 4) Analizę przeprowadzono dla nastawy wydajności pompy 20% i prędkości 1500 rpm. Wyniki dla konfiguracji 1, w postaci wykresu ciśnienia w pompie przedstawiono na rysunku 165.



Rysunek 162 Otwór kompensacyjny powstały z połączenia dwóch otworów po obu stronach płaszczyzny symetrii

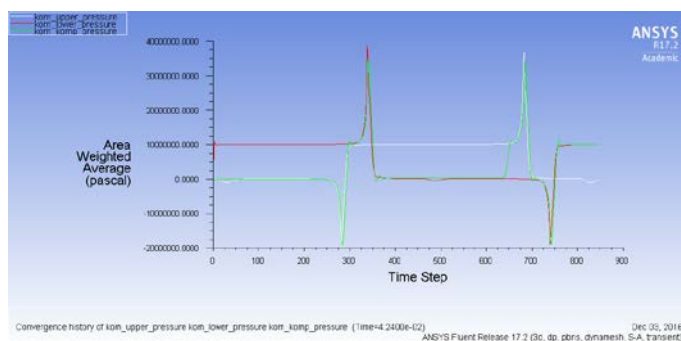


Rysunek 163 Otwór kompensacyjny pokrywający się z dolnym oknem tulejki rozdzielczej.



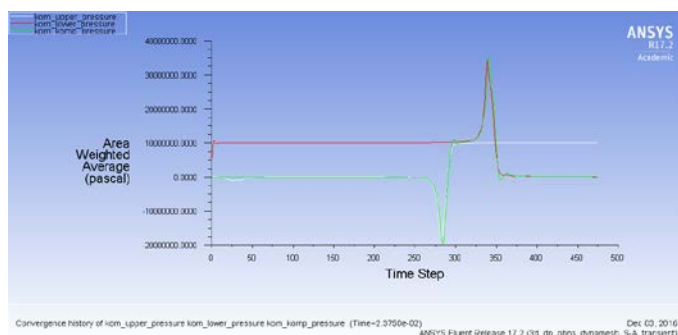
Rysunek 164 Rozkład ciśnienia dla konfiguracji 1 (otwór kompensacyjny o średnicy 1.4 mm, wydajność 20%, prędkość 1500 rpm, temperatura 56°C). Model nie uwzględniał przecieków w pompie.

Na rysunku 165 pokazano wynik analizy dla konfiguracji 2. Porównując wysokość pików ciśnienia w każdym z przebiegów widać wyraźnie zmniejszenie się wartości skoków ciśnienia, szczególnie między 1 i 2 konfiguracją. Wyniki porównawcze szczytowych wartości ciśnienia przedstawiono na rysunku 167.

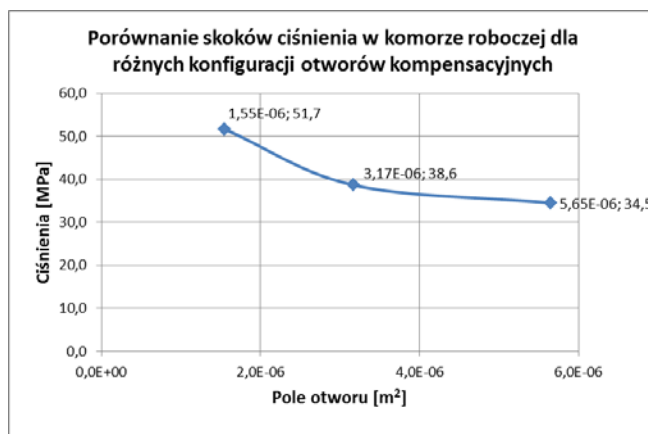


**Rysunek 165** Rozkład ciśnienia dla konfiguracji 2 (pole powierzchni otworu kompensacyjnego  $3,17e^{-6} m^2$ ), wydajność 20%, prędkość 1500 rpm, temperatura  $56^{\circ}C$ ). Model nie uwzględniał przecieków w pompie.

Wyniki dla konfiguracji 3 przedstawiono na rysunku 166.

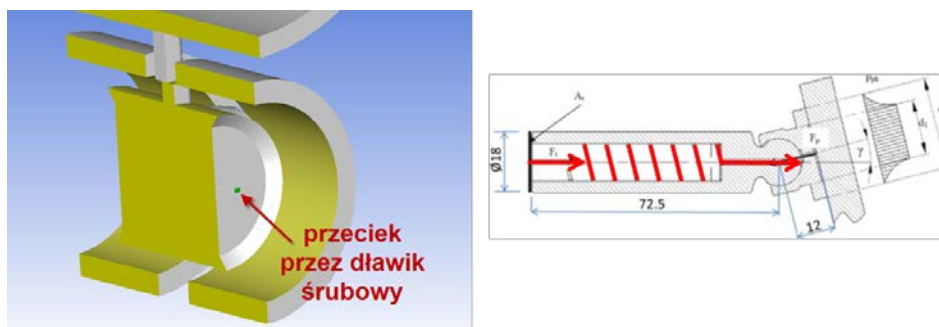


**Rysunek 166** Rozkład ciśnienia dla konfiguracji 3 (pole powierzchni otworu kompensacyjnego  $5,65e^{-6} m^2$ ), wydajność 20%, prędkość 1500 rpm, temperatura  $56^{\circ}C$ ). Model nie uwzględniał przecieków w pompie.



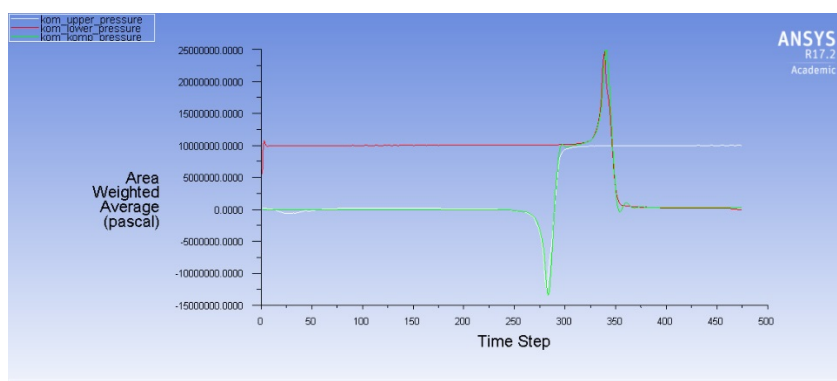
**Rysunek 167** Skoki ciśnienia dla różnych konfiguracji otworów kompensacyjnych (wydajność 20%, 1500 rpm, temperatura  $56^{\circ}C$ ). Pierwsza wartość w etykiecie dla punktów na wykresie oznacza pole powierzchni, a druga wartość ciśnienia

Z racji nieuwzględnienia w dotychczasowych symulacjach przecieków – stworzono model, który odwzorowywał konfigurację przecieków w dławiku śrubowym-odpowiedzialnych za największy procentowy udział w przeciekach pompy.



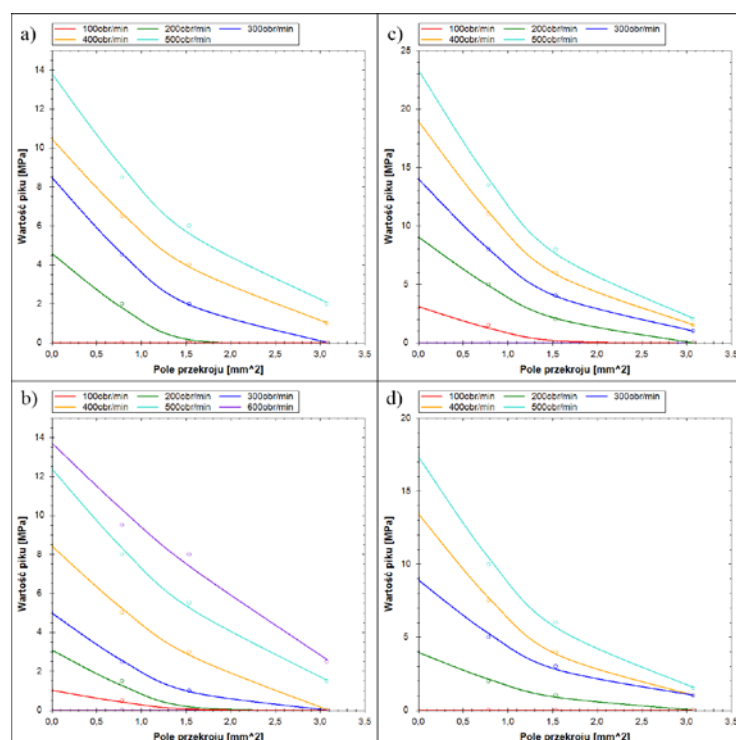
**Rysunek 168** Uwzględnienie przecieków przez dławik śrubowy w modelu symulacyjnym pompy PWK

Pole otworu w tłoczku odpowiadało polu przekroju dławika (0.8 x 0.5 mm). Wykonano analizę dla 3 konfiguracji otworu kompensacyjnego przy 20% nastawy wydajności i 1500 rpm. Na rysunku 169 pokazano wykres ciśnienia w modelu dla konfiguracji 3, biorącym pod uwagę przecieki. Ich uwzględnienie w modelu pozwoliło na zmniejszenie piku ciśnienia o 8 MPa (porównaj z rysunkiem 168).



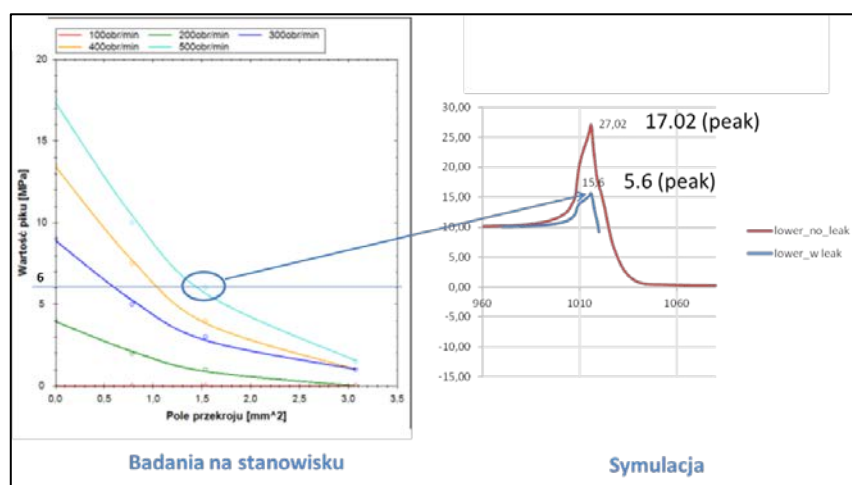
**Rysunek 169** Rozkład ciśnienia dla konfiguracji 3 (pole powierzchni otworu kompensacyjnego  $5,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ ), wydajność 20%, prędkość 1500 rpm, temperatura  $56^\circ\text{C}$ ). Model uwzględniał przecieki w pompie.

Trend krzywej łączącej szczytowe wartości ciśnienia dla otworów kompensacyjnych o różnym polu bardzo przypomina wykres uzyskany w badaniach na stanowisku testowym.



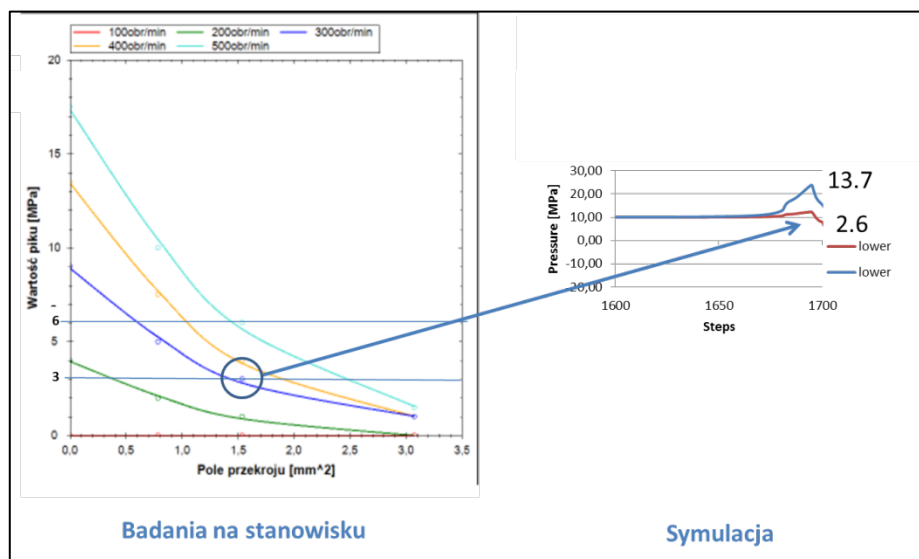
**Rysunek 170** Charakterystyki wpływu pola przekroju kanałów kompensacyjnych na wartość piku ciśnienia dla różnych prędkości obrotowych przy następujących temperaturach i kierunkach obrotu krzywki: a-T=33°C, kierunek przeciwny do kierunku obrotu wału; b-T=56°C, kierunek przeciwny do kierunku obrotu wału; c-T=33°C, kierunek zgodny z kierunkiem obrotu wału; d-T=56°C, kierunek zgodny z kierunkiem obrotu wału (Charakterystyki rejestrowano przy nastawie wydajności  $x=20\%$  i ciśnieniu tłoczenia  $p=10\text{MPa}$ ) [38]

Dla porównania wykonano symulacje dla nastawy wydajności 20% i ciśnieniu tłoczenia 10 MPa. Wyniki przedstawiono na rysunku 171.



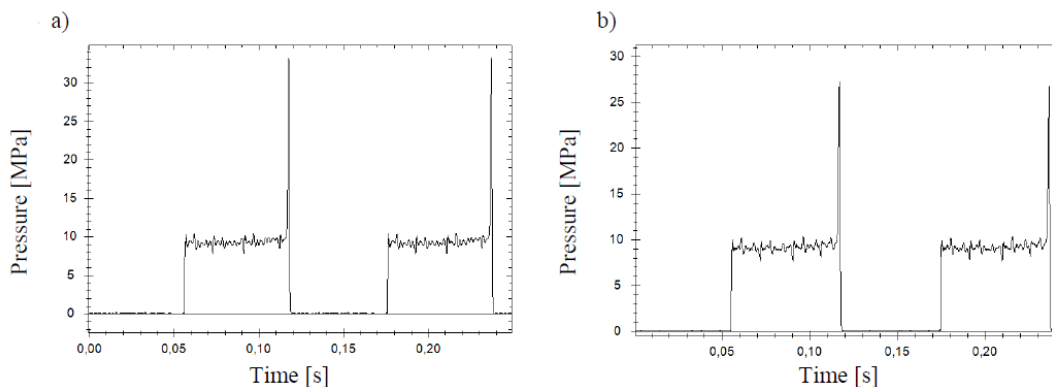
**Rysunek 171** Porównanie wyników symulacji z badaniami testowymi [38] dla otworu o średnicy 1.4 mm, prędkości 500 obr/min i wydajności 20%. [38]

W prawej części rysunku 171 czerwona krzywa przedstawia wykres ciśnienia z pominięciem przecieków z pompy, natomiast krzywa niebieska pokazuje ciśnienie w komorze z uwzględnieniem przecieków. Porównując skok ciśnienia z uwzględnieniem przecieków uzyskany z symulacji (5.6 MPa) z wynikiem z badań na stanowisku (6 MPa) można przyjąć zbieżność wyników.



**Rysunek 172** Porównanie wyników symulacji z badaniami [38] na stanowisku dla otwarka o średnicy 1.4 mm, prędkości 300 obr/min i wydajności 20%. [38]

Obniżenie prędkości obrotowej pompy spowodowało spadek skoku ciśnienia w komorze roboczej (rysunek 172) do 2.6 MPa (w symulacji), co w stosunku do wyniku otrzymanego na stanowisku (3 MPa) jest dopuszczalnym wynikiem. Należy dodać, że w obliczeniach ciśnienia pod stopką zakładano, że w komorze roboczej ciśnienie jest stałe, co jest przybliżeniem, biorąc pod uwagę występujący tam skok ciśnienia. Można przyjąć, że uwzględnienie chwilowego skoku ciśnienia w komorze roboczej przełoży się na odpowiednio wysokie ciśnienie pod stopką, co wpłynie za zmniejszenie natężenia przepływu oleju w dławiku śrubowym, a tym samym - zwiększenie ciśnienia w komorze. Z powyższej analizy wynika, iż zaproponowana wcześniej metoda zmniejszania skali zjawisk dynamicznych w pompie o zmniejszonej wydajności – wykorzystująca jedynie membranę kompensacyjną wymaga udoskonalenia. Jednym z rozwiązań może być zwiększenie odpływu oleju z komory roboczej podczas jej zaślepienia, przez powiększenie pola powierzchni kanałów kompensacyjnych.



**Rysunek 173** Zmiany ciśnienia w komorze roboczej (500 rpm, wydajność 20%): a) temperatura oleju 33 °C, b) temperatura oleju 58 °C [35]

Do pełnego odwzorowania symulacji z prototypem poddanym badaniom na stanowisku pozostawał jeszcze jeden aspekt – uwzględnienie wpływu temperatury na wielkość skoku ciśnienia w komorze roboczej. Podczas badań zaobserwowano spadek piku ciśnienia w pompie o temperaturze oleju równej  $56^{\circ}\text{C}$  w stosunku do pompy z olejem w temperaturze  $33^{\circ}\text{C}$  (rysunek 173). Na wykresach ciśnienia powstałych w wyniku symulacji z uwzględnieniem zmian lepkości oleju spowodowanej różnicą temperatur ( $0.049 \text{ Pa s dla } 33^{\circ}\text{C}$  oraz  $0.021 \text{ Pa s dla } 56^{\circ}\text{C}$ ) nie zauważono różnicy wysokości piku. Założono, że powodem może być zbyt mała różnica oporów przepływu na ściankach otworów kompensacyjnych.

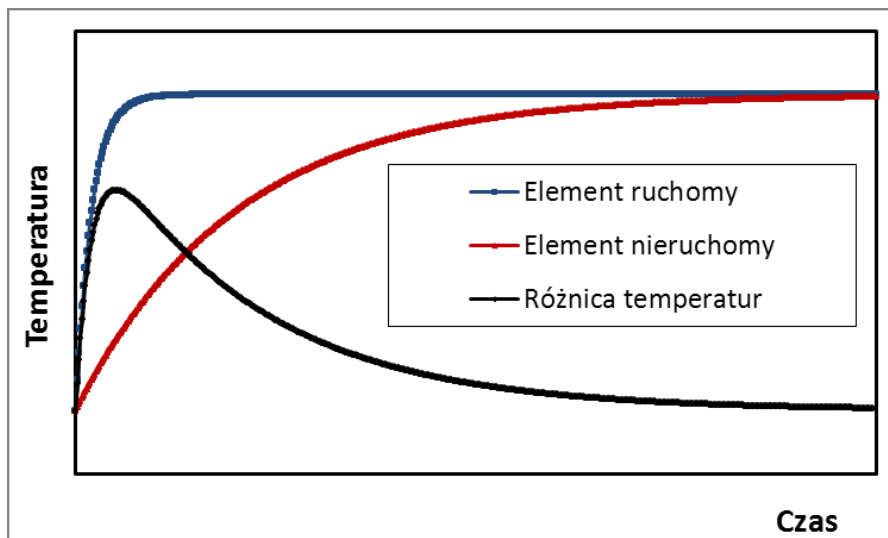
## 10. Zjawiska cieplne w pompie PWK

Niniejsza praca poświęcona jest analizie procesów dynamicznych występujących w hydraulicznej osiowej pompie wielotłoczkowej o zmiennej wydajności. Procesy te charakteryzują się bardzo dużą zmiennością w czasie, w odróżnieniu od procesów termicznych, które w przypadku pompy PWK w nominalnych warunkach, dotyczą głównie stanu ustalonego pola temperatur. W omawianym poniżej artykule [17] poświęconym badaniom eksperymentalnym przeprowadzonym na pompach hydraulicznych w niskich temperaturach zwrócono uwagę na ważny szczegół pracy pompy hydraulicznej, dotyczący problemu potencjalnego zakleszczenia się tłoczków pompy w czasie zimnego rozruchu. Różnica temperatur elementów stałych i ruchomych pompy może spowodować zmniejszenie luzów w szczelinach smarujących, co w ekstremalnym przypadku prowadzi do uszkodzenia urządzenia. Podczas konstruowania pompy przyjmuje się zakres tolerancji komponentów, który powinien pozwolić uniknąć potencjalnych problemów zakleszczania i sprawę doboru luzów w konstrukcji pompy poruszono w paragrafie 8.5.5. Niemniej ze względu na istotny wpływ tego problemu na niezawodność pompy, postanowiono oszacować przydatność modelu przepływowego, użytego wcześniej do analizy zjawisk dynamicznych w analizie termicznej związanej z zimnym rozruchem.

### 10.1. Badania eksperymentalne [18]

W przypadku standardowej pracy w pompach hydraulicznych nie zachodzą zjawiska cieplne związane z dużymi gradientami temperatury. Zazwyczaj korpus rozgrzewa się wskutek przepływu ciepłego oleju, który rozprowadza ciepło po korpusie. Istnieją miejscowe źródła ciepła, jak np. stopka, która wskutek tarcia z tarczą oporową ma wkład w miejscowe podniesienie temperatury. Szczególnym przypadkiem, w którym mogą mieć miejsce duże skoki temperatury jest rozruch w ekstremalnych warunkach otoczenia, np. w bardzo niskich temperaturach. Wówczas ma miejsce szok termiczny, gdyż schłodzona struktura (np. w temperaturze  $-25^{\circ}\text{C}$ ) styka się z gorącym olejem i zachodzi niebezpieczeństwo nierównomiernego nagrzania się elementów ruchomych będących w kontakcie z gorącym olejem w stosunku do zimnej struktury obudowy. Rozszerzalność cieplna ogrzanego gwałtownie elementu spowoduje jego odkształcenie, a to może skutkować wyzerowaniem luzów między częściami pompy.





Rysunek 174 Porównanie temperatur elementów pompy podczas rozruchu w szoku termicznym [18]

Na Politechnice Gdańskiej przeprowadzono badania pompy PWK w warunkach szoku termicznego, umieszczając ją w komorze niskich temperatur, w której osiągnęto temperatury do  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  lub poniżej. Autorzy badań opracowali wykres zależności zmian temperatury elementów ruchomych w pompie, w stosunku do elementów nieruchomych. Pokazuje to rysunek 174. Ponieważ podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego elementy ruchome nagrzewają się szybciej od elementów nieruchomych następuje zmiana luzu.

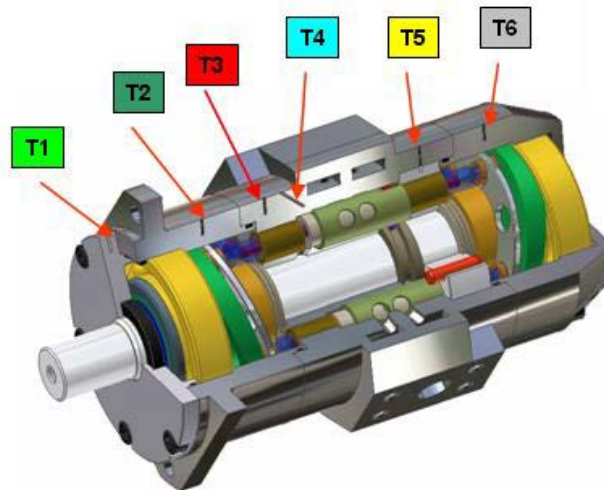
Wg autorów badań zmianę luzu  $L_e$  (rys. 28) można określić podczas rozruchu z zależności

$$L_e(\tau) = l_m + \Delta l_p(\tau) + \Delta l_t(\tau) \quad (9.0-7)$$

opisującej zmianę luzu początkowego  $l_m$  o wartość  $l_p$  pod wpływem oddziaływania ciśnienia na elementy ruchome i nieruchome oraz zmianę o wartość  $l_t$  z powodu rozszerzalności cieplnej tych elementów. Zmianę luzu o wartość  $l_{ts}$  na skutek różnicy rozszerzalności cieplnej liniowej elementów współpracujących zespołu, w wyniku niejednakowego nagrzewania podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego, można opisać równaniem

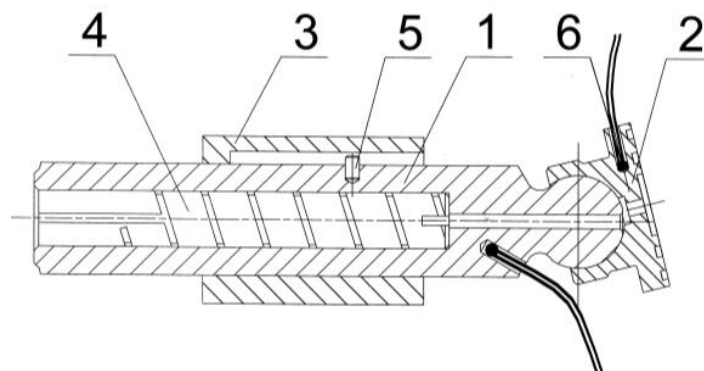
$$\Delta l_t(\tau) = h_R \beta_R (T_R(\tau) - T_0) - h_N \beta_N (T_N(\tau) - T_0) \quad (9.0-8)$$

gdzie:  $\beta_R, \beta_N$  są współczynnikami liniowej rozszerzalności cieplnej elementów:  $R$  ruchomych oraz  $N$ ,  $T_R(\tau)$  jest temperaturą elementów ruchomych,  $T_N(\tau)$  jest temperaturą elementów nieruchomych,  $h_R, h_N$  oznaczają wymiary liniowe elementów ruchomych  $R$  i nieruchomych  $N$ , określonych w temperaturze pomiarów geometrycznych  $T_0$ . W badanej pompie PWK-27, zbudowanej z dwóch grup elementów nieruchomych i ruchomych umieszczono termopary. W elementach nieruchomych pompy umieszczono sześć termopar (rysunek 176).



**Rysunek 175** Rozmieszczenie termopar (T1-T6) w otworach wykonanych w elementach nieruchomych pompy PWK-27: T1-pokrywa, T2-korpus przedni, T3-blok cylindrowy - obszar nr 1, T4-blok cylindrowy - obszar nr 2, T5-pokrywa bloku cylindrowego, T6-korpus tylny [18]

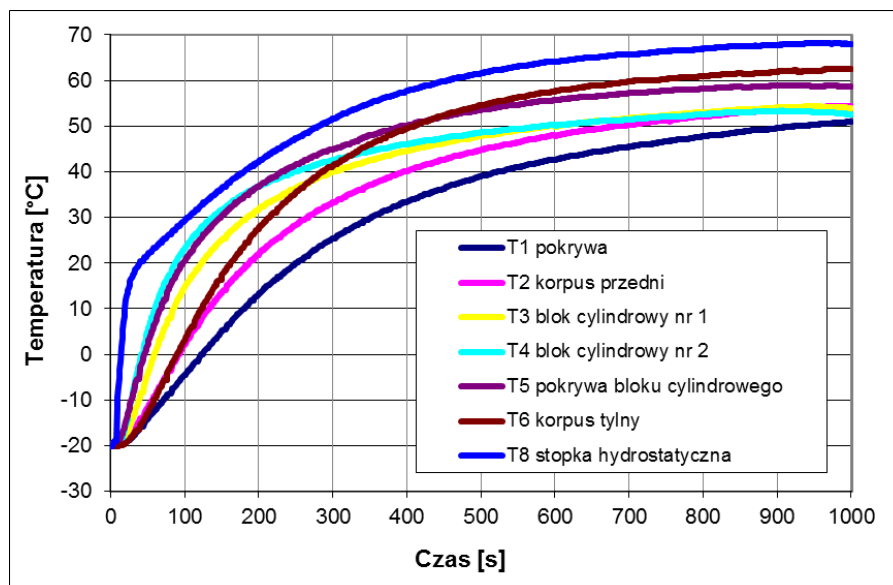
Wykonano specjalny układ pozwalający na pomiar temperatury zespołu elementów ruchomych składającego się z tulei, tłoczka i stopki.



**Rysunek 176** Układ przygotowany do pomiaru temperatury stopki hydrostatycznej i tłoczka: 1 - tłoczek, 2 - stopka hydrostatyczna, 3 - tuleja, 4 - dławik śrubowy, 5 - bolec, 6 – termopara [18]

W stopce i tłoczku wywiercono otwory do montażu termopar (rysunek 176). W tulei wykonano rowek współpracujący z bolcem umieszczonym w tłoczku, który zabezpieczał go przed obrotem.

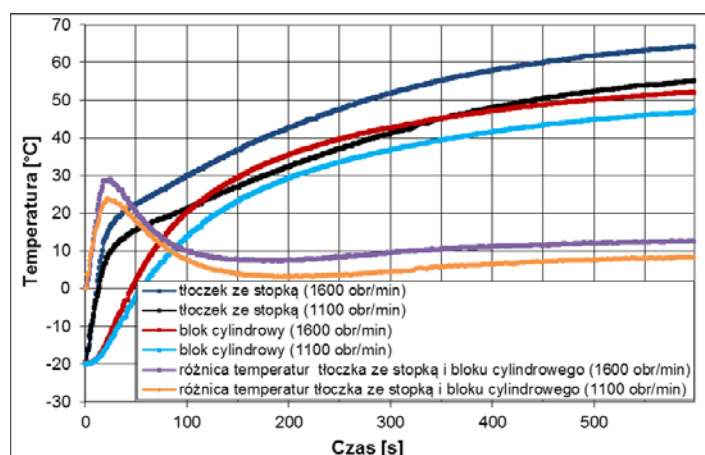
W badaniach eksperymentalnych pompy PWK27 podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego zastosowano: temperaturę oleju ok. 48°C i otoczenia w przedziale od -21 do +23°C, prędkość obrotową wału pompy od 500 do 2500 obr/min, ciśnienie od 4,5 do 12 MPa. Wykonano kilkanaście serii pomiarowych i na podstawie



**Rysunek 177** Temperatura elementów pompy PWK-27 po rozruchu w warunkach: temperatura otoczenia – 20°C, prędkość obrotowa 1600 obr/min, ciśnienie na tłoczeniu 5 MPa T1 – pokrywa, T2 - korpus przedni, T3 – blok cylindrowy (obszar nr 1), T4 - blok cylindrowy (obszar nr 2), T5 - pokrywa bloku cylindrowego, T6 – korpus tylny, T8 – stopka hydrostatyczna [18]

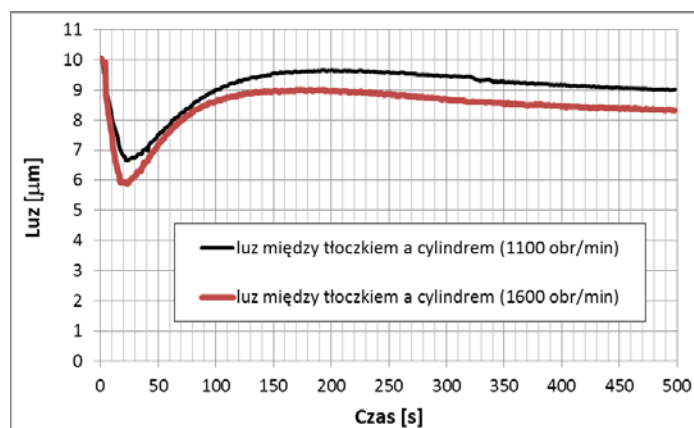
uzyskanych wyników wyznaczono m.in. charakterystyki - zmian temperatury: nagrzewania elementów nieruchomych i ruchomych, temperatury oleju na wejściu i wyjściu oraz temperatury przecieków, W jednym z badań przyjęto następujące parametry: temperatura otoczenia -20°C, prędkość obrotowa 1600 obr/min, ciśnienie tłoczenia 5 MPa. Na rysunku 178 można zauważyć, że temperatura stopki hydrostatycznej połączonej z tłoczkiem wzrasta gwałtownie, a bloku cylindrowego wolniej. Różnica temperatur pomiędzy tłoczkiem a cylindrem może być głównym czynnikiem zmniejszenia luzu.

Z analizy kilku przebiegów nagrzewania się tłoczka uzyskanych podczas serii badań wynika, że tempo nagrzewania tłoczka jest niewiele mniejsze od tempa nagrzewania stopki hydrostatycznej. Można przyjąć jednakową temperaturę dla



**Rysunek 178** Zmiany temperatury tłoczka ze stopką hydrostatyczną i bloku cylindrowego oraz różnicy temperatur między tłoczkiem ze stopką i blokiem cylindrowym dla parametrów rozruchu: temperatura otoczenia -20°C, temperatura oleju około 48°C, ciśnienie na tłoczeniu około 5 MPa [18]

zespołu tłoczek-stopka hydrostatyczna TT-S. Na rysunku 179 przedstawiono przebiegi temperatury zespołu TT-S i bloku cylindrowego oraz ich różnice temperatur podczas rozruchów dla prędkości obrotowej 1100 obr/min i 1600 obr/min. Najbardziej widać zmianę temperatury zespołu tłoczka ze stopką hydrostatyczną w początkowym okresie

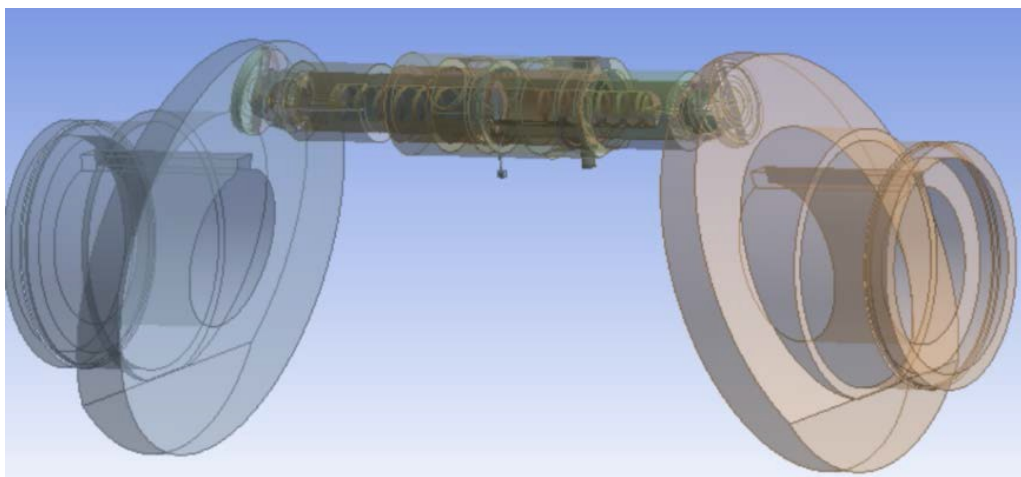


**Rysunek 179** Zmiana luzu pomiędzy tłoczkiem a cylindrem dla parametrów pracy pompy po rozruchu: temperatura otoczenia  $-20^{\circ}\text{C}$ , temperatura oleju  $48^{\circ}\text{C}$ , ciśnienie na tłoczeniu 5 MP [18].

rozruchu (do 20 s). Zwiększenie prędkości obrotowej wału pompy wywołało większe tempo nagrzewania elementów nieruchomych i ruchomych (rysunek 180). Różnica temperatur zespołu tłoczka ze stopką TT-S i bloku cylindrowego nie przekroczyła 30 K dla prędkości obrotowej 1600 obr/min. Wyznaczone różnice temperatur zespołu tłoczka ze stopką i bloku cylindrowego (rysunek 179) posłużyły do określenia zmiany luzu promieniowego (rysunek 180) podczas rozruchu oziębionej pompy zasilanej gorącym olejem.

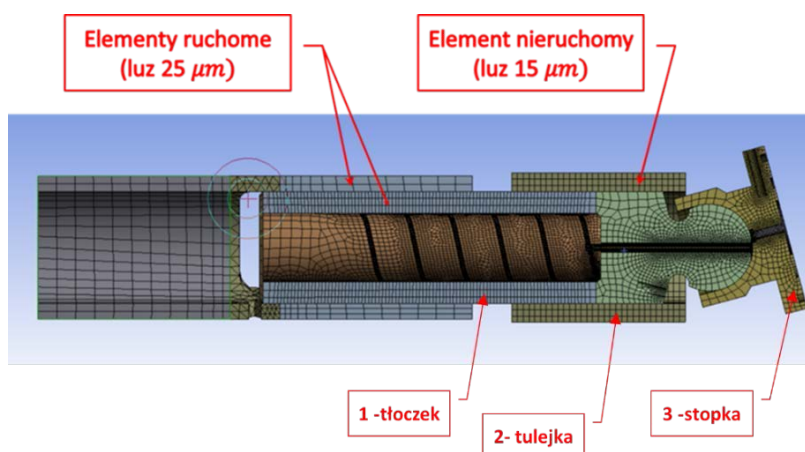
## 10.2. Badania symulacyjne

Pompa pracuje zwykle w ustalonym polu temperatur, na które mają wpływ takie zjawiska jak: dopływ ciepła wywołany stratami energetycznymi spowodowanymi przepływem oleju przez szczeliny wskutek różnicy ciśnień, dopływem ciepła wywołanym stratami energii wskutek tarcia międzycząsteczkowego oleju przy ruchu względnym ścianek tworzących szczelinę (tarcie wiskotyczne), dopływem ciepła wskutek tarcia granicznego w określonej części szczeliny, odpływem ciepła wskutek nagrzewania strumienia wypływającego ze szczeliny i odpływem ciepłą wskutek przenikania przez ścianki szczeliny do otoczenia. Z uwagi na fakt, iż dokładna analiza problemu wymiany ciepła w pompie wymagałaby stworzenia modelu obejmującego zagadnienia wybiegające poza problemy omawiane w pracy, postanowiono wprowadzić znaczne uproszczenia w opisie badanego zjawiska. Zastosowany model przepływu, mimo, iż nie jest w stanie uwzględnić podatności współpracujących ze sobą elementów, przez które przepływa olej hydrauliczny, umożliwia zdefiniowanie struktury pompy, przepływ ciepła między olejem i strukturą oraz między komponentami struktury dzięki sprzężeniu zjawisk przepływowych z cieplnymi (w literaturze angielskojęzycznej określa się to jako „conjugate heat transfer”).



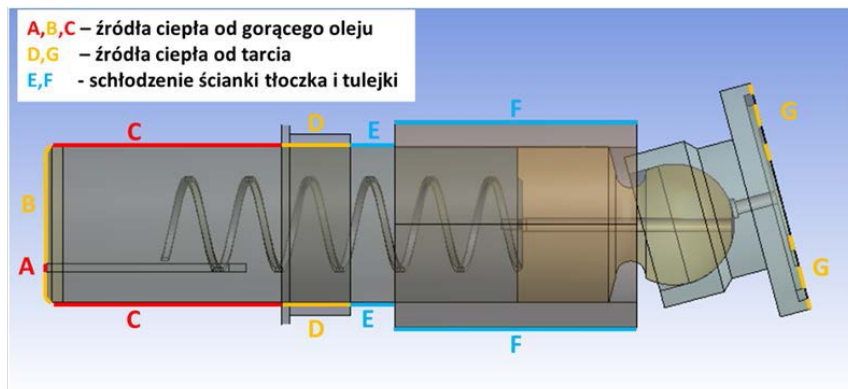
Rysunek 180. Model CAD części pompy PWK

Zaletą modelu przepływowego jest możliwość szybkiego uzyskania wyników dla zakresu pracy pompy obejmującego kilkadziesiąt sekund, co nie jest łatwe w przypadku zastosowania modelu MES. Podczas porównywania wyników obliczeń z badaniami na stanowisku testowym odnoszono się do rysunków 178 i 179, cytowanych w artykule [3]. Z racji braku danych liczbowych w artykule i konieczności oparcia się na jedynej możliwości ich przybliżonego oszacowania, czyli krzywych na wykresach, weryfikacja wyników symulacji była utrudniona. Można było wskazywać jedynie zauważone trendy, czy tendencje w zachowaniu określonych podzespołów. Odkształcenia podczas zimnego rozruchu, które mogą w negatywny sposób wpłynąć na pracę pompy (np. przez zakleszczenie elementów) dotyczą tłoczków oraz tulejki rozdzielczej, tulejek prowadzących i gniazda. Z wymienionych wyżej elementów tłoczki oraz tulejka rozdzielcza są ruchome, natomiast tulejki prowadzące tłoczki oraz gniazda są nieruchome (zamontowane z wciskiem w korpus). Między elementami nieruchomymi pompy (tzn. tulejką prowadzącą, wciśniętą w korpus pompy) i tłoczkiem luz konstrukcyjny wynosił  $15\ \mu\text{m}$ , podczas gdy między elementem ruchomym (tulejką rozdzielczą) i tłoczkiem luz powiększono do  $25\ \mu\text{m}$ .



Rysunek 181 Elementy analizowanej struktury pompy: tłoczek, tulejka, stopka

Z tego powodu eksperymenciści skoncentrowali się na zbadaniu przypadku zmiany luzów między tłoczkiem i tulejką prowadzącą. Przygotowując obliczenia termiczne z modelu CAD części pompy, pokazanego na rysunku 180 wydzielono fragment złożony z tłoczka, stopki i tulejki prowadzącej (rys 181). Przy tworzeniu modelu założono, że nie będzie on uwzględniał kinematyki, a wpływ gorącego oleju na zimną strukturę tłoczka, zwykle wykonującego wiele cykli w czasie jednej sekundy



Rysunek 182 Uproszczony model tłoczka wykorzystany w analizie termicznej

zostanie zamodelowany w postaci strefy generującej ciepło na zewnętrznej ściance tłoczka. Aby móc odnieść się do konkretnego eksperymentu przyjęto, że ciśnienie tłoczenia wynosi 5 MPa, prędkość obrotowa 1600 obr/min, temperatura otoczenia - 20°C i temperatura gorącego oleju to 48 °C. Model zespołu tłoczka przedstawiono na rysunku 182. Wg autorów artykułu opisującego eksperyment rozruchu zimnej pompy największy wpływ na wzrost temperatury stopki miał mechanizm tarcia między stopką hydrostatyczną i tarczą oporową. Do oceny wielkości ciepła wytworzonego w tym procesie oparto się na wzorze:

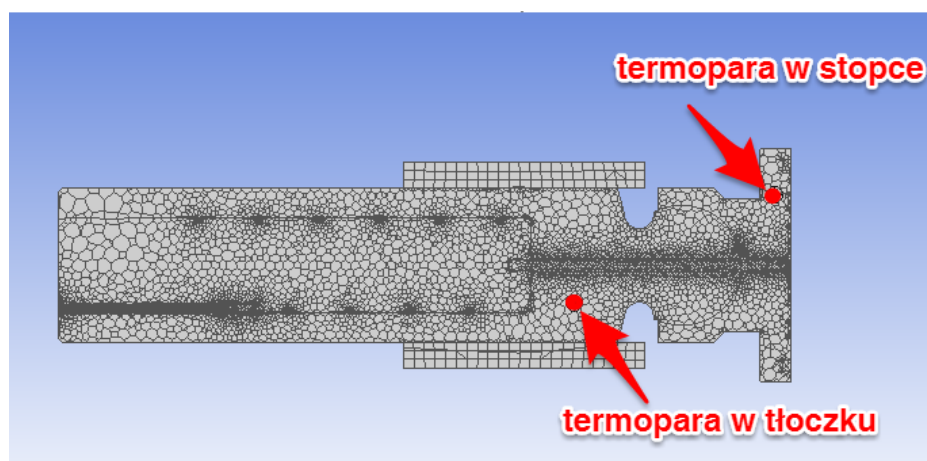
$$F = \mu F_t \quad (10.2-1)$$

gdzie  $F$  oznacza siłę docisku [N],  $\mu$  współczynnik tarcia natomiast  $F_t$  siłę tarcia. Przyjęto, że przy ciśnieniu tłoczenia równym 5 MPa  $F = 1230 \text{ N}$ ,  $\mu = 0.04$  z czego  $F_t = 49.2 \text{ N}$ .

Ilość wygenerowanego ciepła obliczono na podstawie:

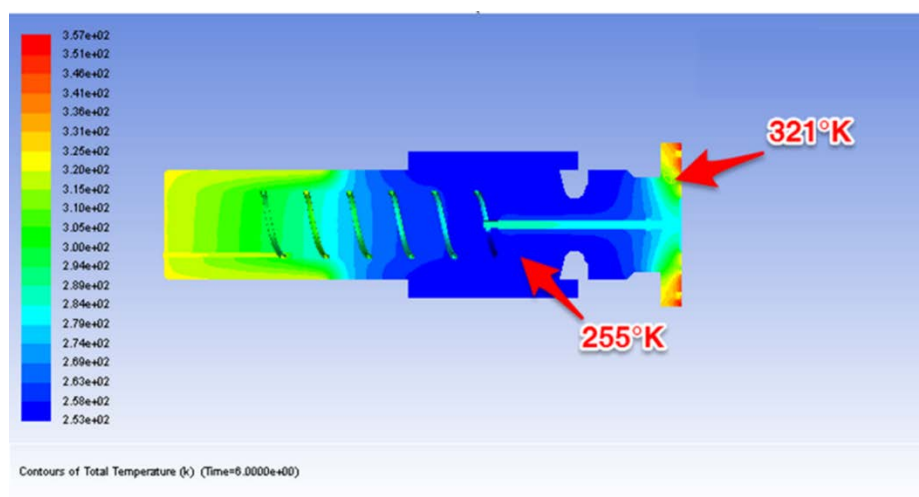
$$Q = \eta v_f F_t \quad (10.2-2)$$

gdzie  $Q$  oznacza strumień ciepła [W],  $\eta$  współczynnik określający, jaka część energii jest zamieniana na ciepło (między 0 i 1),  $v_f$  prędkością poślizgu  $\left[\frac{m}{s}\right]$ ,  $F_t$  siła tarcia (jak wyżej). Uwzględniając wartości przyjęte dla warunków pracy pompy (prędkość obrotową  $1600 \left[\frac{obr}{min}\right]$  zamieniono na liniową  $16.5 \left[\frac{m}{s}\right]$  przy promieniu lokalizującym stopkę hydrostatyczną na tarczy oporowej równym  $0.11 [m]$ ) otrzymujemy strumień ciepła o wartości  $400 [W]$ . Dzielać tę wartość przez powierzchnię tarcia stopki stykającej się z tarczą oporową uzyskano gęstość strumienia ciepła równą  $1,22E + 06 \left[\frac{W}{m^2}\right]$ .



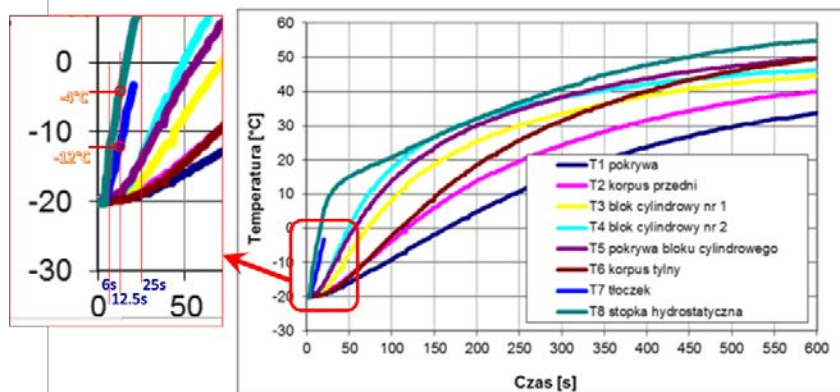
**Rysunek 183** Punkty pomiaru temperatury w zespole stopka-tłoczek

Tę wartość wprowadzono do modelu i zmierzono temperaturę w dwóch miejscach, które odpowiadały lokalizacji termopar na rzeczywistym modelu. Wyniki pomiaru temperatury



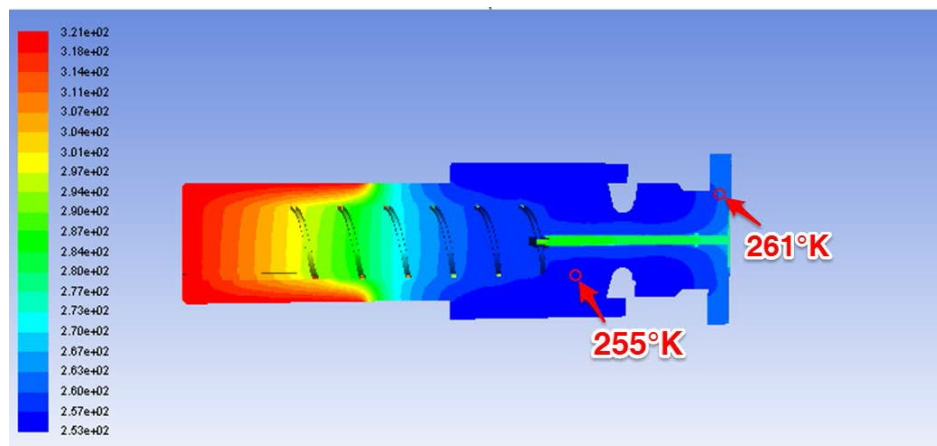
**Rysunek 184** Wyniki symulacji dla charakterystycznych punktów w 6 sekundzie po rozruchu

stopki i tłoczka pokazano na rysunku 184 i porównano z krzywą na wykresie zmierzonych temperatur w eksperymencie (rys.185). Okazało się, że są one zbyt wysokie w porównaniu z eksperymentem, co spowodowało konieczność zmniejszenia wartości gęstości strumienia ciepła na stopce, którą ostatecznie przyjęto równą  $3e + 4 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$ . Takie dostrojenie modelu poskutkowało zgodnością temperatur na stopce i tłoczku z wykresem pochodzącym z eksperymentu.



Rys. 8. Temperatura elementów pompy PWK-27 po rozruchu w warunkach: temperatura otoczenia  $-20^{\circ}\text{C}$ , temperatura oleju  $48^{\circ}\text{C}$ , prędkość obrotowa 1100 obr/min, ciśnienie na tłoczeniu 5 MPa  
T1 – pokrywa, T2 – korpus przedni, T3 – blok cylindrowy (obszar nr 1), T4 – blok cylindrowy (obszar nr 2), T5 – pokrywa bloku cylindrowego, T6 – korpus tylny, T7 – tłoczek, T8 – stopka hydrostatyczna,

Rysunek 185 Charakterystyczne punktu pomiaru temperatury w czasie badan zachowania pompy w zimnym rozruchu [18]

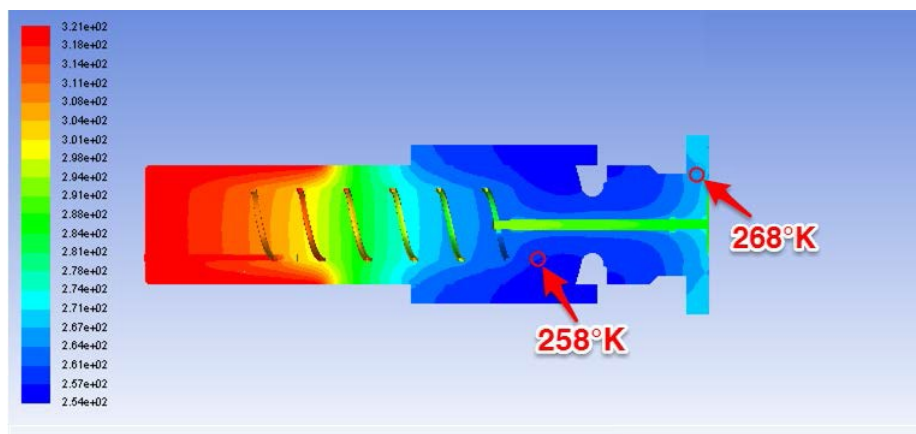


Rysunek 186 Temperatry stopki i tłoczka po dostrojeniu modelu (6 s rozruchu)

6 [s]	Temperatura [°K]	
	eksperyment	symulacja
stopka	261	261
tłoczek	253	255

Tabela 9 Porównanie wartości temperatur z eksperymentu i symulacji (6 s rozruchu)





Rysunek 187 Temperatury stopki i tłoczka po dostrojeniu modelu (12 s rozruchu)

12 [s]	Temperatura [°K]	
	eksperyment	symulacja
stopka	269	268
tłoczek	261	258

Tabela 10 Porównanie wartości temperatur z eksperymentu i symulacji (12 s rozruchu)

Porównując wyniki symulacji – zwłaszcza w odniesieniu do wartości temperatury stopki wywołanej tarciem, można uznać zbieżność za akceptowalną. Różnica między temperaturami tłoczka w eksperymencie i symulacji jest już bardziej zauważalna, ale wynika ona m.in. z niezbyt dokładnej bazy odniesienia (w artykule nie podano zależności pomiędzy temperaturą i czasem w postaci listy wartości liczbowych dotyczących temperatur uzyskanych z pomiarów). Kontynuując obliczenia doprowadzono analizę do 20 s, zachowując warunki brzegowe, po czym okazało się iż temperatura stopki rośnie zbyt wolno w stosunku do symulacji i w 20 s różnica z eksperymentem wyniosła 11°K, podczas gdy temperatura tulejki w obliczeniach przewyższyła wynik z eksperymentu o 4°K. Jako, że celem analizy było wyliczenie różnicy temperatur między tłoczkiem (element ruchomy) i nieruchomą tulejką prowadzącą, określaną w artykule jako blok cylindrowy, pojawiające się znaczne rozbieżności między temperaturami z eksperymentu i symulacji po 20 s, spowodowały, iż uznano, że dalsze próby posługiwania się modelem przepływowym bez konieczności zwiększenia jego złożoności nie przyniosą oczekiwanych wyników. Brak zgodności eksperymentu z symulacją odnośnie różnicy temperatur między tłoczkiem i blokiem cylindrowym uniemożliwia stwierdzenie wielkości luzów występujących w zespole tłoczek-cylinder. Poza oczywistymi brakami modelu symulacyjnego, niewątpliwą trudność w zwalidowaniu modelu stanowił brak danych w postaci tabeli wyników z eksperymentu, w związku z czym odnoszenie się do krzywych z wykresu było przybliżeniem. Ponadto przyjęte przez realizatorów eksperymentu założenie, że temperatura tłoczka i stopki były zbliżone, nie zostało odzwierciedlone przez wyniki symulacji, w której widać istotną różnicę temperatur między dwiema lokalizacjami termopar – w stopce i tłoczku. Natomiast w symulacji nie uchwycono dwóch zjawisk: wyrównywania się temperatury stopki oraz dostatecznej różnicy temperatur między blokiem cylindrowym i tulejką (na wykresie dochodząca do 30 °C w ok. 20 s po rozruchu). Zdefiniowanie źródła ciepła cierne generowanego między stopką i tarczą oporową podczas kontaktu – jako parametru o stałej wartości powoduje, że temperatura kontaktu będzie nieprzerwanie wzrastała, co jest niezgodne z wynikami eksperymentu. Istnieje zatem konieczność zamodelowania odbiornika ciepła (np. tarczy oporowej o dużej pojemności cieplnej, który jest w stanie zaabsorbować ciepło cierne i przekazać je do otoczenia oraz

uwzględnienia modelu tarcia biorącego pod uwagę proces rozruchu, od startu w obecności zimnego, gęstego oleju, do uzyskania przez tarczę oporową prędkości roboczej. Uproszczenia wynikające z trudności w określeniu liczbowym i zdefiniowaniu warunków brzegowych, związanych ze skomplikowanym procesem generacji i odprowadzenia ciepła w kontakcie ciernym skutkować mogą niedokładnościami, które odbiegają od zaobserwowanych parametrów i uniemożliwiają zanotowanie różnicy temperatur między blokiem cylindrowym i tłoczkiem, będącej powodem zmniejszania się luzów między tłoczkiem i tulejką prowadzącą. Można zatem stwierdzić, iż użyty model symulacyjny, zdefiniowany w powyżej opisanym sposobie nie jest wystarczającym narzędziem do oceny wielkości luzu między tłoczkiem i tulejką prowadzącą. Model z powodzeniem może natomiast posłużyć do uchwycenia tendencji i anomalii w rozptywie ciepła w złożonym układzie współpracujących części i wygenerowania obciążeń termicznych wynikających z przekazywania ciepła przez olej hydrauliczny czy oddziaływania tegoż ciepła na strukturę. Ponieważ autorzy eksperymentu stwierdzili w artykule, iż podczas określania zmiany luzu promieniowego nie uwzględniono wpływu ciśnienia, daje to asumpt do podjęcia prób połączenia w jeden model numeryczny zjawisk fizycznych związanych z pompą hydrauliczną, takich jakich obciążenie ciśnieniem przy jednoczesnym generowaniu ciepła. Część tych zjawisk została opisana w niniejszej pracy.

## 11. PODSUMOWANIE

Przedstawione analizy wykazały przydatność metod symulacyjnych, które można zastosować wykorzystując dostępne narzędzia inżynierskie w procesie projektowania wysokociśnieniowej osiowej pompy tłoczkowej o zmiennej wydajności. Możliwość weryfikacji zjawisk trudno dostępnych lub niemożliwych do zarejestrowania przy pomocy tradycyjnych metod pomiarowych okazała się korzystna w wyborze rozwiązań konstrukcyjnych.

Głównym powodem uzasadniającym zbudowanie i wykorzystanie modelu wirtualnego do badań prototypu pompy było użycie go do pomiaru gwałtownych spięrzeń ciśnienia przy dużych prędkościach obrotowych pompy. Z uwagi na wysokie wartości ciśnienia w komorze roboczej przeprowadzenie badań w warunkach sprzyjających awarii i narażających prototyp na uszkodzenie, czy zniszczenie było zbyt ryzykowne, natomiast sprawdzenie parametrów pompy pracującej w niebezpiecznym zakresie okazało się wykonalne dzięki wykorzystaniu symulacji. W sposób wirtualny można było zmieniać konfigurację pompy, dokonując zmian konstrukcyjnych, które w rzeczywistości byłyby nie tylko pracochłonne, kosztowne i długotrwałe, a czasami wręcz niemożliwe do wykonania z uwagi na konieczność powtórzenia badań na zmienionym prototypie (jak to miało miejsce z wykonywaniem w korpusie otworów kompensacyjnych o określonym wymiarze).

Przypadkiem wspomnianym w części poświęconej badaniom pompy w szoku termicznym – był pomiar luzów przy zimnym rozruchu w warunkach pracy, co okazało się zbyt trudnym przedsięwzięciem do zrealizowania w rzeczywistości, natomiast z powodzeniem mogłoby być zasymulowane w modelu numerycznym. Podobne trudności nastręczały badania przecieków w szczelinach smarujących, czy zjawisko kawitacji w otworach kompensacyjnych.

Wykazano, że rozwiązanie konstrukcyjne mające na celu wyeliminowanie

skoków ciśnienia groźnych dla bezpiecznej i niezawodnej pracy pompy przy pomocy membrany kompensacyjnej jest akceptowalne jedynie w określonym zakresie ciśnień i prędkości obrotowych pompy, natomiast nie może stanowić uniwersalnego rozwiązania problemu kompensacji skoków ciśnienia w wysokociśnieniowej osiowej pompie tłoczkowej o zmiennej wydajności (**podrozdział 9.1, str.129**). Dużo bardziej praktycznym rozwiązaniem jest wykonanie otworów kompensacyjnych o większym polu przekroju, co w zdecydowany sposób poprawia parametry pracy pompy, mityguje skoki ciśnienia i unika konieczności doboru dodatkowych elementów i specjalnych materiałów do ich konstrukcji (**podrozdział 9.1.1, str. 138**). W ocenie piszącego powyższe wnioski są potwierdzeniem, iż teza rozprawy została udowodniona.

Charakterystyczne dla wysokociśnieniowej osiowej pompy tłoczkowej zjawiska dynamiczne często trudne do wychwycenia tradycyjnymi metodami mogą być z powodzeniem analizowane dzięki zaawansowanym narzędziom symulacyjnym. Jednocześnie zrozumienie podstaw zjawisk fizycznych i ich zapisu w formie specjalistycznego oprogramowania używanego w pracach badawczo-rozwojowych jest niezbędne do jego umiejętnego wykorzystania. Przydatność złożonych, wielowątkowych metod analizy sprawia, iż stają się one częścią procesu projektowania i testowania urządzeń, w tym pomp hydraulicznych.

Szereg zjawisk zachodzących w pompie, jak na przykład przepływy w szczelinach, okazało się trudne do uchwycenia w modelu globalnym z uwagi na różnicę skali kilku rzędów wielkości. Pomocna okazała się możliwość stosowania skryptów i w przypadku przepływu w szczelinach – wykorzystanie metody różnic skończonych (**rysunek 138**). Wskazanie na występowanie zapowietrzenia w otworach kompensacyjnych było możliwe tylko dzięki symulacji (**podrozdział 8.4.2, str. 93**).

W czasie procesu analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w pompie zauważono kilka możliwości poprawy jej konstrukcji i zmniejszenia pików ciśnienia, przez zwiększenie prędkości przesuwu krzywki (zmiana rodzaju gwintu) i skrócenie dzięki temu czasu odcięcia od kanałów ciśnienia, czy próby chwilowego zwiększenia wydatku oleju przez spiralny przeciek dławika. Są to potencjalne kierunki ewentualnych dalszych badań pompy hydraulicznej, których celowość i skuteczność mogą pozwolić ocenić symulacje komputerowe.

Na obecnym etapie rozwoju technologii numerycznych możliwość dokonywania skomplikowanych obliczeń dużych modeli, przy pomocy zrównoleglonych procesorów i układów pamięci stała się realna i dostępna dla wymagającego użytkownika. Nie oznacza to jednak, że skomplikowane zjawiska fizyczne, z którymi boryka się na co dzień konstruktor zostały dzięki temu rozwiązane. Ich zbadanie wymaga łączenia kilku dyscyplin i właściwego użyciu dostępnego oprogramowania. Niemniej dzięki analizom uwzględniającym złożone zjawiska dynamiczne i termiczne w jednym, sprzężonym modelu symulacyjnym można przedstawić zachodzące procesy w zrozumiałej postaci i czytelnym formacie, co w znacznym stopniu ułatwia podejmowanie decyzji w procesie projektowania i testowania projektowanych urządzeń. Godna uwagi jest dostępność narzędzi symulacyjnych rozwijanych w ramach otwartej licencji, co sprawia, że złożone modele mogą być analizowane bez uciekania się do kosztownych, specjalistycznych systemów oprogramowania inżynierskiego.

Na podstawie dokonanych badań można stwierdzić, iż z uwagi na złożoność procesów zachodzących w wysokociśnieniowej pompie hydraulicznej stworzenie uniwersalnego modelu do zaprojektowania pompy wydaje się być projektem zbyt rozbudowanym i trudnym do realizacji, natomiast stosując dedykowane modele umożliwiające np. analizy zjawisk sprzężonych zachodzące w pompie, można z powodzeniem rozwiązać wiele zagadnień wcześniej nierozwiązalnych bez narzędzi numerycznych.

## Lista rysunków

RYSUNEK 1	WYKRES ZALEŻNOŚCI AMPLITUDY PULSACJI POMPY OD ILOŚCI TŁOCZKÓW	14
RYSUNEK 2	SCHEMAT KONFIGURACJI POMPY O 9 TŁOCZKACH [8]	15
RYSUNEK 3	POMPA PWK – PRZEKRÓJ POPRZECZNY [28]	17
RYSUNEK 4	GŁÓWNE ELEMENTY POMPY. S – NISKIE CIŚNIENIE, T – WYSOKIE CIŚNIENIE [31]	17
RYSUNEK 5	POMPA HYDRAULICZNA O STAŁEJ WYDAJNOŚCI (PWK-78 (PO LEWEJ WYŻEJ) I PWK-27 (PO LEWEJ NIŻEJ) [34]	18
RYSUNEK 6	POMPA PWK O STAŁEJ WYDAJNOŚCI (WYŻEJ) I ZMIENNEJ WYDAJNOŚCI (NIŻEJ) [L.OSIECKI]	20
RYSUNEK 7	MECHANIZM DO ZMIANY WYDAJNOŚCI POMPY STEROWANY ZA POMOCĄ SILNIKA KROKOWEGO. 1 - PRZEKŁADNIA PLANETARNA, 2 – WAŁ NAPĘDOWY [34]	20
RYSUNEK 8	RYSUNEK KONSTRUKCYJNY KORPUSU, KTÓRY POSŁUŻYŁ DO ZBUDOWANIA MODELU NUMERYCZNEGO POMPY PWK [L.OSIECKI]	21
RYSUNEK 9	WIDOK MODELU CAD POMPY PWK	22
RYSUNEK 10	MODEL SYMULACYJNY KORPUSU POMPY	22
RYSUNEK 11	POMPA PWKZ-95 - GNIAZDO, TULEJA ROZRZĄDU I TŁOCZKI	23
RYSUNEK 12	POMPA PWKZ-95 – PRZEKRÓJ PRZEZ GNIAZDO, TULEJĘ ROZRZĄDU I TŁOCZKI	24
RYSUNEK 13	PRZEKRÓJ KORPUSU Z WIDOCZNĄ MEMBRANĄ KOMORY KOMPENSACYJNEJ	25
RYSUNEK 14	MODEL GEOMETRYCZNY POMPY Z KOMORĄ KOMPENSACYJNĄ	25
RYSUNEK 15	WIDOK DYSKRETYZACJI MODELU MES KORPUSU POMPY	29
RYSUNEK 16	WARUNKI BRZEGOWE – OBCIĄŻENIE	30
RYSUNEK 17	WYZNACZANIE OBCIĄŻENIA TULEJKI NA PODSTAWIE ROZKŁADU SIŁ W POMPIE	31
RYSUNEK 18	OBCIĄŻENIE TULEJKI WYNIKAJĄCE Z UKOSOWANIA TŁOCZKA PODDANEGO WYSOKIEMU CIŚNIENIU	31
RYSUNEK 19	NIESYMETRYCZNE OBCIĄŻENIE POŁÓWEK MODELU	32
RYSUNEK 20	OBCIĄŻENIE KORPUSU CIŚNIENIEM ROBOCZYM (RYSUNEK PO LEWEJ) ORAZ KORPUSU CIŚNIENIEM ROBOCZYM I TULEJEK NACISKIEM TŁOCZKÓW (RYSUNEK PO PRAWEJ)	32
RYSUNEK 21	WŁASNOŚCI MATERIAŁOWE KOMPONENTÓW MODELU	33
RYSUNEK 22	OBCIĄŻENIE SYMULUJĄCE WCISK TULEJEK ORAZ GNIAZD W KORPUSIE PRZEZ PODGRZANIE ICH (ZADANIE RÓŻNICY TEMPERATUR)	34
RYSUNEK 23	NAPRĘŻENIA ZREDUKOWANE WYWOŁANE WCISKIEM TULEJEK W KORPUS POMPY	34
RYSUNEK 24	PORÓWNANIE KSZTAŁTU OTWORU TULEI PRZED I PO ODKSZTAŁCENIU	35
RYSUNEK 25	PORÓWNANIE KSZTAŁTU OTWORU TULEI PRZED I PO ODKSZTAŁCENIU	35
RYSUNEK 26	PORÓWNANIE KSZTAŁTU OTWORU TULEI PRZED I PO ODKSZTAŁCENIU	35
RYSUNEK 27	NAPRĘŻENIA W TULEJKACH PRZY OBCIĄŻENIU CIŚNIENIEM SYMULUJĄCYM KONTAKT	36
RYSUNEK 28	NAPRĘŻENIA ZREDUKOWANE W KORPUSIE POWYŻEJ 250 MPA	36
RYSUNEK 29	NAPRĘŻENIA ZREDUKOWANE W KORPUSIE POWYŻEJ 250 MPA	37
RYSUNEK 30	PRZEBIEG ZMIAN CIŚNIENIA W KOMORZE DLA N=100 OBR/MIN I NASTAWY 100%. [37]	38
RYSUNEK 31	PRZEBIEG ZMIAN CIŚNIENIA W KOMORZE DLA N=100 OBR/MIN I NASTAWY 20%. [37]	38
RYSUNEK 32	PRZEBIEG ZMIAN CIŚNIENIA W KOMORZE DLA N=500 OBR/MIN I NASTAWY 20% [37]	38
RYSUNEK 33	SZKIC KONSTRUKCYJNY MEMBRANY I KOMORY KOMPENSACYJNEJ	39
RYSUNEK 34	WYMIARY MODELU OSIOWOSYMETRYCZNEGO MEMBRANY	40
RYSUNEK 35	MODEL OSIOWOSYMETRYCZNY ZESPOŁU MEMBRANA KORPUS	40
RYSUNEK 36	KONTAKT MEMBRANY Z KORPUSEM PRZY OBCIĄŻENIU MEMBRANY CIŚNIENIEM 45 MPA	41
RYSUNEK 37	WIELKOŚĆ PRZEMIESZCZENIA MEMBRANY W KORPUSIE POD WPŁYWEM OBCIĄŻENIA	42
RYSUNEK 38	WIELKOŚĆ NAPRĘŻEŃ ZREDUKOWANYCH W MEMBRANIE POD OBCIĄŻENIEM	42
RYSUNEK 39	DWA PRZYPADKI OBLICZEŃ DLA SKRAJNYCH POŁOŻEŃ TŁOCZKA: A- TŁOCZEK WSUNIĘTY, B-TŁOCZEK WYSUNIĘTY	43
RYSUNEK 40	MODEL TŁOCZKA, TULEJEK, STOPKI I TARCZY OPOROWEJ WRAZ Z LUZAMI KONSTRUKCYJNYMI	45
RYSUNEK 41	TRÓJWYMIAROWY MODEL TŁOCZKA Z ZACHOWANIEM JEGO SYMETRII	45

RYSUNEK 42	PRZYPADK 1 - TŁOCZEK WSUNIĘTY W KORPUS	45
RYSUNEK 43	PRZYPADK 2 – TŁOCZEK WYSUNIĘTY	46
RYSUNEK 44	KONTAKT - OBCIĄŻENIE TŁOCZKA CIŚNIENIEM 45 MPA	46
RYSUNEK 45	WIELKOŚĆ NAPRĘŻEŃ PROMIENIOWYCH W PUNKTACH STYKU TŁOCZKA Z TULEJKAMI	47
RYSUNEK 46	ROZKŁAD NAPRĘŻEŃ KONTAKTOWYCH TŁOCZKA Z TULEJKAMI	47
RYSUNEK 47	PRZEMIESZCZENIA PROMIENIOWE TŁOCZKA	47
RYSUNEK 48	WIELKOŚĆ KĄTA ZUKOSOWANIA TŁOCZKA OD OSI POZIOMEJ	47
RYSUNEK 49	WIELKOŚĆ NAPRĘŻEŃ PROMIENIOWYCH (W OSI Y) W PUNKTACH STYKU TŁOCZKA Z TULEJKAMI	48
RYSUNEK 50	ROZKŁAD NAPRĘŻEŃ KONTAKTOWYCH TŁOCZKA Z TULEJKĄ WCIŚNIĘTĄ W KORPUS –BRAK KONTAKTU Z TULEJKĄ ROZRZĄDU	48
RYSUNEK 51	WIELKOŚĆ KĄTA ZUKOSOWANIA TŁOCZKA OD OSI POZIOMEJ	48
RYSUNEK 53	MODEL ZESPOŁU TŁOCZKA I TULEJKI PROWADZĄCEJ	50
RYSUNEK 54	UPROSZCZONY MODEL KINEMATYCZNY POMPY	51
RYSUNEK 55	TULEJA ROZRZĄDU STERUJĄCA CIŚNIENIEM W GNIEZDZIE	51
RYSUNEK 56	POŁOŻENIE ŚRODKOWE OKNA WZGLĘDEM MOSTKA (0°) OKNO ZAKRYTE PRZEZ MOSTEK	52
RYSUNEK 57	POŁOŻENIE KRAŃCOWE (LEWE) OKNA WZGLĘDEM MOSTKA (90°)	52
RYSUNEK 58	PRZEBIEG ZMIAN PRZYSPIESZENIA PODCZAS JEDNEGO OBROTU WAŁU (2000 RPM)	52
RYSUNEK 59	WZDŁUŻNE PRZYSPIESZENIE TULEI ROZRZĄDU W M/S <sup>2</sup> – BADANIA [36]	53
RYSUNEK 60	PRZEBIEG ZMIAN PRĘDKOŚCI OKNA TULEI ROZRZĄDU WZGLĘDEM MOSTKA W CZASIE 2 OBROTÓW WAŁU (2000 RPM)	53
RYSUNEK 61	WZDŁUŻNA PRĘDKOŚĆ TULEI ROZRZĄDU W M/S (BADANIA) [36]	54
RYSUNEK 62	RYSUNEK KONSTRUKCYJNY KRZYWKI STERUJĄCEJ TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ [36]	55
RYSUNEK 63	BUDOWA MECHANIZMU STEROWANEGO KRZYWKĄ [36]	55
RYSUNEK 64	ZJAWISKO CHWILOWEGO ZAŚLEPIENIA KOMORY CYLINDROWEJ W CZASIE PRZEJŚCIA TULEI ROZRZĄDU PRZEZ MOSTEK [36]	56
RYSUNEK 65	FUNKCJE WYKŁADNICZE OPISUJĄCE ZARYS KRZYWKI	57
RYSUNEK 66	PORÓWNANIE ZARYSU KRZYWKI OKREŚLONEJ FUNKCJĄ WYKŁADNICZĄ I SINUSOIDALNĄ	57
RYSUNEK 67	PORÓWNANIE PRĘDKOŚCI POSUWU TULEJKI ROZRZĄDU DLA ZARYSU KRZYWKI SINUSOIDALNEGO I WYKŁADNICZEGO	58
RYSUNEK 68	CIŚNIENIE W POMPIE, ZARYS KRZYWKI SINUSOIDALNY	59
RYSUNEK 69	CIŚNIENIE W POMPIE, ZARYS KRZYWKI WG FUNKCJI WYKŁADNICZEJ	59
RYSUNEK 70	MODEL KOMORY UTWORZONY PRZEZ OBJĘTOŚĆ WYPEŁNIAJĄCĄ PRZESTRZEŃ MIĘDZY TULEJKAMI	68
RYSUNEK 71	MODEL OSIOWOSYMETRYCZNY KOMORY ROBOCZEJ	68
RYSUNEK 72	SIATKA PŁYNU W MODELU OSIOWOSYMETRYCZNYM	69
RYSUNEK 73	POCZĄTKOWE POZIOME CIŚNIENIA W MODELU DWUWYMIAROWYM	70
RYSUNEK 74	ROZKŁAD WEKTORA PRĘDKOŚCI OLEJU PODCZAS POŁĄCZENIA TULEJKI ROZRZĄDU Z KANAŁEM SSAWNYM	71
RYSUNEK 75	MAPA KONTUROWA WEKTOROWEGO POLA PRĘDKOŚCI PRZEPŁYWU OLEJU- POCZĄTEK CYKLU ROBOCZEGO TŁOCZKÓW POMPY HYDRAULICZNEJ	72
RYSUNEK 76	MAPA KONTUROWA WEKTOROWEGO POLA PRĘDKOŚCI PRZEPŁYWU OLEJU- ŚRODEK CYKLU ROBOCZEGO TŁOCZKÓW POMPY HYDRAULICZNEJ	72
RYSUNEK 77	MAPA KONTUROWA WEKTOROWEGO POLA PRĘDKOŚCI PRZEPŁYWU OLEJU- KONIEC CYKLU ROBOCZEGO TŁOCZKÓW POMPY HYDRAULICZNEJ	73
RYSUNEK 78	MODEL 3D PŁYNU ZAWIERAJĄCY 2 PRZECIWLĘGŁE KOMORY ROBOCZE, PRZECIĘTY WZDŁUŻ PŁASZCZYZNY SYMETRII	73
RYSUNEK 79	80CIŚNIENIE W KOMORACH POMPY MODELU SYMETRYCZNEGO	75
RYSUNEK 80	ROZKŁAD CIŚNIENIA I PRĘDKOŚCI W MODELU DWU-KOMOROWYM POMPY HYDRAULICZNEJ	75
RYSUNEK 81	MODEL PŁYNU W POMPIE ZŁOŻONEJ Z 7 KOMÓR	76
RYSUNEK 82	DYSKRETYZACJA RÓWNIANIA TRANSPORT WIELKOŚCI SKALARNEJ NA PRZYKŁADZIE KOMÓRKI KONTROLNEJ OBJĘTOŚCI.	78

RYSUNEK 83	SCHEMAT LOGICZNY ALGORYTMU SPRĘŻONEGO	81
RYSUNEK 84	85CZYNNIKI WPŁYWAJĄCE NA AMPLITUDE SKOKÓW CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ	82
RYSUNEK 85	SKOKI CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ POMPY PWKZ-78 DLA ROŻNYCH NASTAW WYDAJNOŚCI [31]	82
RYSUNEK 86	CIŚNIENIE W KOMORZE ROBOCZEJ POMPY; 500 RPM, WYDAJNOŚĆ=60% [34]	83
RYSUNEK 87	CIŚNIENIE W KOMORZE ROBOCZEJ POMPY;500 RPM, WYDAJNOŚĆ=20% [34]	83
RYSUNEK 88	CIŚNIENIE W KOMORZE ROBOCZEJ POMPY;500 RPM, WYDAJNOŚĆ=100% RPM [34]	83
RYSUNEK 89	ZMIANA CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ PRZY WYDAJNOŚCI 20%: A) 200 RPM, B) 500 RPM [34]	84
		84
RYSUNEK 90	UMIEJSCOWIENIE CZUJNIKA PIEZOELEKTRYCZNEGO: CP - CZUJNIK PIEZOELEKTRYCZNY, 2 - KORPUS, 3 - GNIAZDO, 4 - TŁOCZEK, 9 - TULEJA ROZRZĄDU, KOLOR FIOLETOWY - KANAŁY ŁĄCZĄCE CZUJNIK Z KOMORĄ ROBOCZĄ, KOLOR ŻÓŁTY - KOMORA ROBOCZA, KOLOR CZERWONY – KANAŁ [37]	86
RYSUNEK 91	MODEL POMPY Z KANAŁAMI POMIAROWYMI ŁĄCZĄCYMI CZUJNIK W KORPUSIE Z KOMORĄ ROBOCZĄ	86
RYSUNEK 92	PORÓWNANIE WYNIKÓW BADAŃ NA STANOWISKU [37] Z SYMULACJĄ	86
RYSUNEK 93	KOMPENSACJA SKOKÓW CIŚNIENIA: A) FAZA TŁOCZENIA, B) FAZA SSANIA [31]	87
RYSUNEK 94	ZMIANY CIŚNIEIA W KOMORZE ROBOCZEJ (TEMPERATURA OLEJU 33°C): A) 500 RMP, WYDAJNOŚĆ 20%, BEZ KOMPENSACJI CIŚNIENIA, B) 500 RPM, WYDAJNOŚĆ 20%, Z KOMORĄ KOMPENACYJNĄ, C) 1000 RPM, WYDAJNOŚĆ 80%, BEZ KOMPENSACJI CIŚNIENIA, D) 1000 RPM, WYDAJNOŚĆ 80% Z KOMORĄ KOMPENSACYJNA [34]	88
RYSUNEK 95	PORÓWNANIE CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ DLA MODELU Z KOMORA I BEZ KOMORY KOMPENSACYJNEJ [31]	88
RYSUNEK 96	ZMIANA CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ, 1500 RPM, 100% WYDAJNOŚCI, TEMPERATURA OLEJU 33°C. OBSZAR ZAZNACZONY NA CZERWONO OZNACZA WPŁYW KOMORY KOMPENSACYJNEJ [34]	89
RYSUNEK 97	ZMIANA CIŚNIENIA W MODELU SYMULACYJNYM. OBSZAR A PRZYPISANY WPŁYWOWI KOMORY KOMPENSACYJNEJ, OBSZAR B – KAWITACJI	89
RYSUNEK 98	KONFIGURACJA NR 5 - OTWÓR ODSUNIĘTY OD PŁASZCZYZNY SYMETRII	90
RYSUNEK 99	MODEL 7-KOMOROWY POMPY PWK - KONFIGURACJA NR 5	90
RYSUNEK 100	CIŚNIENIE W MODELU Z KOMORĄ KOMPENSACYJNĄ - KONFIGURACJA NR 1	91
RYSUNEK 101	ZDŁAWIENIE PRZEPŁYWU PRZEZ ZBYT CIASNY OTWÓR KOMPENSACYJNY - KONFIGURACJA NR 1	91
RYSUNEK 102	CIŚNIENIE W MODELU Z KOMORĄ KOMPENSACYJNĄ - KONFIGURACJA NR 5	92
RYSUNEK 103	KONFIGURACJA NR 5 - MODEL SYMETRYCZNY	92
RYSUNEK 104	KONFIGURACJA NR 5 - MODEL KOMPLETNEJ POMPY	93
RYSUNEK 105	SKUTKI ZAWARTOŚCI POWIETRZA W OLEJU	94
RYSUNEK 106	PORÓWNANIE RÓŻNYCH KONFIGURACJI OTWÓRKÓW KOMPENSACYJNYCH-	98
RYSUNEK 107	ZMIANA CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ SPOWODOWANA PRZESUWEM W PRAWO TULEJKI ROZDZIELCZEJ: A) PRZED ZMIANĄ CIŚNIENIA W DOLNEJ KOMORZE ROBOCZEJ (GÓRNY OBRAZEK) I B) PO ZMIANIE CIŚNIENIA (DOLNY OBRAZEK)	99
RYSUNEK 108	ROZDZIELCZOŚĆ SIATKI W KANAŁKU KOMPENSACYJNYM PRZED ADAPTACJĄ SIATKI	100
RYSUNEK 109	PRZYSTOSOWANIE SIATKI W KANAŁKU KOMPENSACYJNYM I STYKAJĄCEJ SIĘ Z NIM TULEJKI ROZDZIELCZEJ DO REJESTRACJI ZMIAN CIŚNIENIA	100
RYSUNEK 110	ROZKŁAD PRĘDKOŚCI OLEJU WPŁYWAJĄCEGO DO OTWÓRKA KOMPENSACYJNEGO	101
RYSUNEK 111	ROZKŁAD PRĘDKOŚCI PRZEPŁYWU OLEJU W DOLNYM OTWORZE KOMPENSACYJNYM PODCZAS ROZŁADOWANIA CIŚNIENIA	101

RYSUNEK 112	ROZKŁAD WARTOŚCI LICZBY REYNOLDSA W PRZEKROJU DOLNEGO KANAŁKA KOMPENSACYJNEGO	102
RYSUNEK 113	ROZKŁAD CIŚNIENIA BEZWZGLĘDNEGO W DOLNYM OTWORZE KOMPENSACYJNYM	102
RYSUNEK 114	ROZKŁAD CIŚNIENIA BEZWZGLĘDNEGO NA WŁOCIE DO DOLNEGO OTWORU KOMPENSACYJNEGO	103
RYSUNEK 115	ROZKŁAD CIŚNIENIA BEZWZGLĘDNEGO W DOLNYM OTWORU KOMPENSACYJNYM Z UWZGLĘDNIENIEM MODELU KAWITACYJNEGO ZGB (3 FAZY)	103
RYSUNEK 116	UDZIAŁ OBJĘTOŚCIOWY POSZCZEGÓLNYCH FAZ W MODELU KAWITACYJNYM ZGB POMPY PWK: OLEJU, PAR OLEJU I POWIETRZA (MODEL 3-FAZOWY)	104
RYSUNEK 117	ROZKŁAD CIŚNIENIA BEZWZGLĘDNEGO W DOLNYM OTWORU KOMPENSACYJNYM Z UWZGLĘDNIENIEM MODELU KAWITACYJNEGO ZGB (2 FAZY)	105
RYSUNEK 118	UDZIAŁ OBJĘTOŚCIOWY POSZCZEGÓLNYCH FAZ W MODELU KAWITACYJNYM ZGB POMPY PWK: OLEJU I MIESZANINY PAR (MODEL 2-FAZOWY)	105
RYSUNEK 119	ROZKŁAD CIŚNIENIA W DOLNYM OTWORU KOMPENSACYJNYM - KONFIGURACJA W5	106
RYSUNEK 120	ZALEŻNOŚĆ SKOKÓW CIŚNIENIA OD NASTAWY POMPY I PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ	107
RYSUNEK 121	TYPOWE LOKALIZACJE PRZECIEKÓW PRZEZ SZCZELINY SMARUJĄCE W POMPACH OSIOWO-TŁOCZKOWYCH [15]	108
RYSUNEK 122	UMIEJSCOWIENIE PRZECIEKÓW W POMPIE PWK [9]	109
RYSUNEK 123	DŁAWIK ŚRUBOWY UMIESZCZONY W TŁOCZKACH POMPY PWK	110
RYSUNEK 124	1ROZKŁAD CIŚNIENIA POD STOPKA HYDROSTATYCZNĄ W POMPACH PWK O ZMIENNEJ WYDAJNOŚCI	110
RYSUNEK 125	POISEUILLE FLOW SCHEMATIC ( $P_1$ AND $P_2$ ARE INLET AND OUTLET PRESSURE)	111
RYSUNEK 126	128WSPÓŁCZYNNIK NATĘŻENIA PRZEPŁYWU PRZEZ DŁAWIK ŚRUBOWY	111
RYSUNEK 127	129ŚREDNICA HYDRAULICZNA DLA PRZEKROJU ZAMKNIĘTEGO	112
RYSUNEK 128	ZALEŻNOŚĆ LEPKOŚCI OLEJU AZOLLA ZS46 OD TEMPERATURY	113
RYSUNEK 129	ROZKŁAD PRĘDKOŚCI NA WYLOCIE Z DŁAWIKA ŚRUBOWEGO	114
RYSUNEK 130	MODELU PRZECIEKÓW MIĘDZY TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ I TŁOCZKAMI [9]	115
RYSUNEK 131	SCHEMATYCZNY OPIS PRZEPŁYWU COUETTE'A -POISEUILLE'A Z RUCHEM ŚCIANEK: A) WSPÓŁBIEŻNYM, B) PRZECIWBIEŻNYM	116
RYSUNEK 132	TULEJKA ROZDZIELCZA Z POKAZANĄ SZCZELINĄ	116
RYSUNEK 133	WPŁYW RUCHU ŚCIANEK NA PRĘDKOŚĆ PRZEPŁYWU OLEJU W SZCZELINIE	117
RYSUNEK 134	WPŁYW CIŚNIENIA I PRĘDKOŚCI UNOSZENIA NA WIELKOŚĆ NATĘŻENIA OBJĘTOŚCIOWEGO PRZEPŁYWU	118
RYSUNEK 135	PRZEKRÓJ PRZEZ SZCZELINĘ UTWORZONĄ MIĘDZY ZUKOSOWANYM TŁOCZKIEM I TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ	119
RYSUNEK 136	ROZWINIĘCIE GEOMETRYCZNE SZCZELINY MIĘDZY ZUKOSOWANYM TŁOCZKIEM I TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ	121
RYSUNEK 137	SCHEMAT PROWADZENIA OBLICZEŃ METODĄ RÓŻNIC SKOŃCZONYCH WYKORZYSTUJĄC RÓWNIANIE REYNOLDSA [J.PIECHNA]	121
RYSUNEK 138	ROZKŁAD CIŚNIENIA W OLEJU I DLA ZUKOSOWANEJ SZCZELINY – WYNIKI ANALIZY METODĄ RÓŻNIC SKOŃCZONYCH	122
RYSUNEK 139	PRZECIEKI MIĘDZY TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ I KANAŁAMI SSAWNYMI I TŁOCZNYM	123
RYSUNEK 140	ASYMETRIA SZCZELIN ŁĄCZĄCYCH KANAŁY POMPY Z ATMOSFERĄ	124
RYSUNEK 141	OSIOWOSYMETYCZNY MODEL SZCZELINY MIĘDZY TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ I KANAŁAMI POMPY	124
RYSUNEK 142	PORÓWNANIE NATĘŻENIA PRZEPŁYWU DLA RÓŻNYCH KONFIGURACJI SZCZELIN (KONFIGURACJA I)	125
RYSUNEK 143	PORÓWNANIE NATĘŻENIA PRZEPŁYWU DLA RÓŻNYCH KONFIGURACJI SZCZELIN (KONFIGURACJA II)	125
RYSUNEK 144	PRZEPŁYW OLEJU MIĘDZY KOMORĄ ROBOCZĄ I KANAŁAMI SSAWNYM I TŁOCZNYM	127
RYSUNEK 145	PRZECIEK POD MOSTKIEM MIĘDZY KANAŁAMI (1500 RPM, 100% WYDAJNOŚCI, $T=0.01S$ )	127



RYSUNEK 146 PRZEPŁYW OLEJU W TRAKCIE CYKLU TŁOCZENIA (1500 RPM, 100% WYDAJNOŚCI, T= 0.021 S)	128
RYSUNEK 147 PRZEPŁYW OLEJU W CZASIE ZAŚLEPIENIA KOMORY ROBOCZEJ (1500 RPM, 100% WYDAJNOŚCI, T-0.04S)	128
RYSUNEK 1498 PORÓWNANIE CIŚNIENIA DLA POMPY O WYDAJNOŚCI 60% I 100%	130
RYSUNEK 149 RÓŻNE KONFIGURACJE MEMBRANY KOMPENSACYJNEJ	131
RYSUNEK 150 MODEL MEMBRANY I KOMORY KOMPENSACYJNEJ W UPROSZCZONYM MODELU POMPY PWK	131
RYSUNEK 151 RÓŻNICE W KONFIGURACJI MEMBRANY I KOMORY KOMPENSACYJNEJ DLA BADANYCH PRZYPADKÓW	133
RYSUNEK 152 SKOKI CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ (OTWÓR KOMPENSACYJNY 1.5 MM <sup>2</sup> , 500 RPM 20%) [35]	133
RYSUNEK 153 SCHEMAT ROZWIĄZYWANIA ZADANIA SPRZĘŻONEGO	134
RYSUNEK 154 OBLICZENIA ITERACYJNE MIĘDZY SPRZĘŻONYMI MODUŁAMI (DO OBLICZEŃ STRUKTURALNYCH I ANALIZY PŁYNU)	134
RYSUNEK 155 ZAKRES OBLICZEŃ FSI DLA POMPY Z NASTAWĄ 20%, 1500 RPM	135
RYSUNEK 156 USTAWIENIE WARUNKÓW BRZEGOWYCH WE FLUENCIE	135
RYSUNEK 157 WARUNEK BRZEGOWY DOTYCZĄCY PRZEPŁYWU CIEPŁA MIĘDZY KOMORĄ KOMPENSACYJNĄ I MEMBRANĄ	136
RYSUNEK 158 WARUNKI BRZEGOWE NAŁOŻONE NA MODEL MEMBRANY W PRZYGOTOWANIU DO ANALIZY FSI	136
RYSUNEK 159 ANALIZA JEDNOKIERUNKOWA ODDZIAŁYWANIA OLEJU W KOMORZE KOMPENSACYJNEJ NA MEMBRANĘ	137
RYSUNEK 160 PORÓWNANIE WYNIKÓW NAPRĘŻEŃ W MEMBRANIE MODELOWANEJ Z RÓŻNĄ ROZDZIELCZOŚCIĄ – DLA OBCIĄŻENIA CIŚNIENIEM 24 MPA. [43]	137
RYSUNEK 161 163SYMETRYCZNY MODEL 2-KOMOROWY Z OTWOREM KOMPENSACYJNYM O ŚREDNICY 1.4 MM	138
RYSUNEK 162 OTWÓR KOMPENSACYJNY POWSTAŁY Z POŁĄCZENIA DWÓCH OTWORÓW PO OBU STRONACH PŁASZCZYZNY SYMETRII	139
RYSUNEK 163 OTWÓR KOMPENSACYJNY POKRYWAJĄCY SIĘ Z DOLNYM OKNEM TULEJKI ROZDZIELCZEJ.	139
RYSUNEK 164 ROZKŁAD CIŚNIENIA DLA KONFIGURACJI 1 (OTWÓR KOMPENSACYJNY O ŚREDNICY 1.4 MM, WYDAJNOŚĆ 20%, PRĘDKOŚĆ 1500 RPM, TEMPERATURA 56°C). MODEL NIE UWZGLĘDNIŁ PRZECIEKÓW W POMPIE.	139
RYSUNEK 165 ROZKŁAD CIŚNIENIA DLA KONFIGURACJI 2 (POLE POWIERZCHNI OTWORU KOMPENSACYJNEGO <b>3.17e – 6 m2</b> ), WYDAJNOŚĆ 20%, PRĘDKOŚĆ 1500 RPM, TEMPERATURA 56°C). MODEL NIE UWZGLĘDNIŁ PRZECIEKÓW W POMPIE.	140
RYSUNEK 166 ROZKŁAD CIŚNIENIA DLA KONFIGURACJI 3 (POLE POWIERZCHNI OTWORU KOMPENSACYJNEGO <b>5,65 e – 6 m2</b> ), WYDAJNOŚĆ 20%, PRĘDKOŚĆ 1500 RPM, TEMPERATURA 56°C). MODEL NIE UWZGLĘDNIŁ PRZECIEKÓW W POMPIE.	140
RYSUNEK 167 SKOKI CIŚNIENIA DLA RÓŻNYCH KONFIGURACJI OTWORÓW KOMPENSACYJNYCH (WYDAJNOŚĆ 20%, 1500 RPM, TEMPERATURA 56 °C). PIERWSZA WARTOŚĆ W ETYKIECIE DLA PUNKTÓW NA WYKRESIE OZNACZA POLE POWIERZCHNI, A DRUGA WARTOŚĆ CIŚNIENIA	140
RYSUNEK 168 UWZGLĘDNIENIE PRZECIEKÓW PRZEZ DŁAWIK ŚRUBOWY W MODELU SYMULACYJNYM POMPY PWK	141
RYSUNEK 169 ROZKŁAD CIŚNIENIA DLA KONFIGURACJI 3 (POLE POWIERZCHNI OTWORU KOMPENSACYJNEGO <b>5,65 e – 6 m2</b> ), WYDAJNOŚĆ 20%, PRĘDKOŚĆ 1500 RPM, TEMPERATURA 56°C). MODEL UWZGLĘDNIŁ PRZECIEKI W POMPIE.	141
RYSUNEK 170 CHARAKTERYSTYKI WPŁYWU POŁA PRZEKROJU KANAŁÓW KOMPENSACYJNYCH NA WARTOŚĆ PIKU CIŚNIENIA DLA RÓŻNYCH PRĘDKOŚCI OBROTOWYCH PRZY NASTĘPUJĄCYCH TEMPERATURACH I KIERUNKACH OBROTU KRZYWKI: A-T=33°C, KIERUNEK PRZECIWNY DO KIERUNKU OBROTU WAŁU; B-	

	T=56°C, KIERUNEK PRZECIWNY DO KIERUNKU OBROTU WAŁU; C-T=33°C, KIERUNEK ZGODNY Z KIERUNKIEM OBROTU WAŁU; D-T=56°C, KIERUNEK ZGODNY Z KIERUNKIEM OBROTU WAŁU(CHARAKTERYSTYKI REJESTROWANO PRZY NASTAWIE WYDAJNOŚCI X=20% I CIŚNIENIU TŁOCZENIA P=10MPA) [38]	142
RYSUNEK 171	PORÓWNANIE WYNIKÓW SYMULACJI Z BADANIAMI TESTOWYMI [38] DLA OTWORKA O ŚREDNICY 1.4 MM, PRĘDKOŚCI 500 OBR/MIN I WYDAJNOŚCI 20%. [38]	142
RYSUNEK 172	PORÓWNANIE WYNIKÓW SYMULACJI Z BADANIAMI [38] NA STANOWISKU DLA OTWORKA O ŚREDNICY 1.4 MM, PRĘDKOŚCI 300 OBR/MIN I WYDAJNOŚCI 20%. [38]	143
RYSUNEK 173	ZMIANY CIŚNIENIA W KOMORZE ROBOCZEJ (500 RPM, WYDAJNOŚĆ 20%): A) TEMPERATURA OLEJU 33 °C, B) TEMPERATURA OLEJU 58°C [35]	143
RYSUNEK 174	PORÓWNANIE TEMPERATUR ELEMENTÓW POMPY PODCZAS ROZRUCHU W SZOKU TERMICZNYM [18]	145
RYSUNEK 175	ROZMIESZCZENIE TERMOPAR (T1-T6) W OTWORACH WYKONANYCH W ELEMENTACH NIERUCHOMYCH POMPY PWK-27: T1-POKRYWA, T2-KORPUS PRZEDNI, T3-BLOK CYLINDROWY - OBSZAR NR 1, T4-BLOK CYLINDROWY - OBSZAR NR 2, T5-POKRYWA BLOKU CYLINDROWEGO, T6-KORPUS TYLNY [18]	146
RYSUNEK 176	UKŁAD PRZYGOTOWANY DO POMIARU TEMPERATURY STOPKI HYDROSTATYCZNEJ I TŁOCZKA: 1 - TŁOCZEK, 2 - STOPKA HYDROSTATYCZNA, 3 - TULEJA, 4 - DŁAWIK ŚRUBOWY, 5 - BOLEC, 6 – TERMOPARA [18]	146
RYSUNEK 177	TEMPERATURA ELEMENTÓW POMPY PWK-27 PO ROZRUCHU W WARUNKACH: TEMPERATURA OTOCZENIA – 20°C, PRĘDKOŚĆ OBROTOWA 1600 OBR/MIN, CIŚNIENIE NA TŁOCZENIU 5 MPA T1 – POKRYWA, T2 - KORPUS PRZEDNI, T3 – BLOK CYLINDROWY (OBSZAR NR 1), T4 - BLOK CYLINDROWY (OBSZAR NR 2), T5 - POKRYWA BLOKU CYLINDROWEGO, T6 – KORPUS TYLNY, T8 – STOPKA HYDROSTATYCZNA [18]	147
RYSUNEK 178	ZMIANY TEMPERATURY TŁOCZKA ZE STOPKĄ HYDROSTATYCZNĄ I BLOKU CYLINDROWEGO ORAZ RÓŻNICY TEMPERATUR MIĘDZY TŁOCZKIEM ZE STOPKĄ I BLOKIEM CYLINDROWYM DLA PARAMETRÓW ROZRUCHU: TEMPERATURA OTOCZENIA -20°C, TEMPERATURA OLEJU OKOŁO 48°C, CIŚNIENIE NA TŁOCZENIU OKOŁO 5 MPA [18]	147
RYSUNEK 179	ZMIANA LUZU POMIĘDZY TŁOCZKIEM A CYLINDREM DLA PARAMETRÓW PRACY POMPY PO ROZRUCHU: TEMPERATURA OTOCZENIA -20°C, TEMPERATURA OLEJU 48°C, CIŚNIENIE NA TŁOCZENIU 5 MP [18].	148
RYSUNEK 180	MODEL CAD CZESCI POMPY PWK	149
RYSUNEK 181	ELEMENTY ANALIZOWANEJ STRUKTURY POMPY: TŁOCZEK, TULEJKA, STOPKA	149
RYSUNEK 182	UPROSZCZONY MODEL TŁOCZKA WYKORZYSTANY W ANALIZIE TERMICZNEJ	150
RYSUNEK 183	PUNKTY POMIARU TEMPERATURY W ZESPOLE TŁOCZEK-STOPKA	151
RYSUNEK 184	WYNIKI SYMULACJI DLA CHARAKTERYSTYCZNYCH PUNKTÓW W 6 SEKUNDZIE PO ROZRUCHU	151
RYSUNEK 185	CHARAKTERYSTYCZNE PUNKTY POMIARU TEMPERATURY W CZASIE BADAŃ POMPY W ZIMNYM ROZRUCHU [18]	152
RYSUNEK 186	TEMPERATURY STOPKI I TŁOCZKA PO DOSTROJENIU MODELU (6 S ROZRUCHU)	152
RYSUNEK 187	TEMPERATURY STOPKI I TŁOCZKA PO DOSTROJENIU MODELU (12 S ROZRUCHU)	153

---

## Lista tablic

TABELA 1	PORÓWNANIE WŁAŚCIWOŚCI TRADYCYJNYCH KONSTRUKCJI Z POMPĄ PWK	16
TABELA 2	DWIE RÓŻNE KONFIGURACJE PARAMETRÓW MEMBRANY I OTWOKÓW KOMPENSACYJNYCH	89
TABELA 3	WSPÓŁCZYNNIK KOREKCJI K DLA SZEROKOŚCI SZCZELINY B PORÓWNYWALNEJ Z WYSOKOŚCIĄ H	113
TABELA 4	PORÓWNANIE PRZECIEKÓW MIĘDZY TULEJKĄ I GNIAZDEM DLA 1000 RPM	126
TABELA 5	PORÓWNANIE PRZECIEKÓW MIĘDZY TULEJKĄ I GNIAZDEM DLA 1500 RPM	126
TABELA 6	PRZECIEKI MIĘDZY TULEJKĄ ROZDZIELCZĄ I GNIAZDEM	129
TABELA 7	WARTOŚCI NAPRĘŻEŃ OBWODOWYCH DLA TULEJEK	132
TABELA 8	WŁASNOŚCI WYTRZYMAŁOŚCIOWE STALI STOPOWEJ STARZONEJ O PODWYŻSZONEJ WYTRZYMAŁOŚCI	132
TABELA 9	PORÓWNANIE WARTOŚCI TEMPERATUR Z EKSPERYMENTU I SYMULACJI (6 S ROZRUCHU)	152
TABELA 10	PORÓWNANIE WARTOŚCI TEMPERATUR Z EKSPERYMENTU I SYMULACJI (12 S ROZRUCHU)	153

## Bibliografia

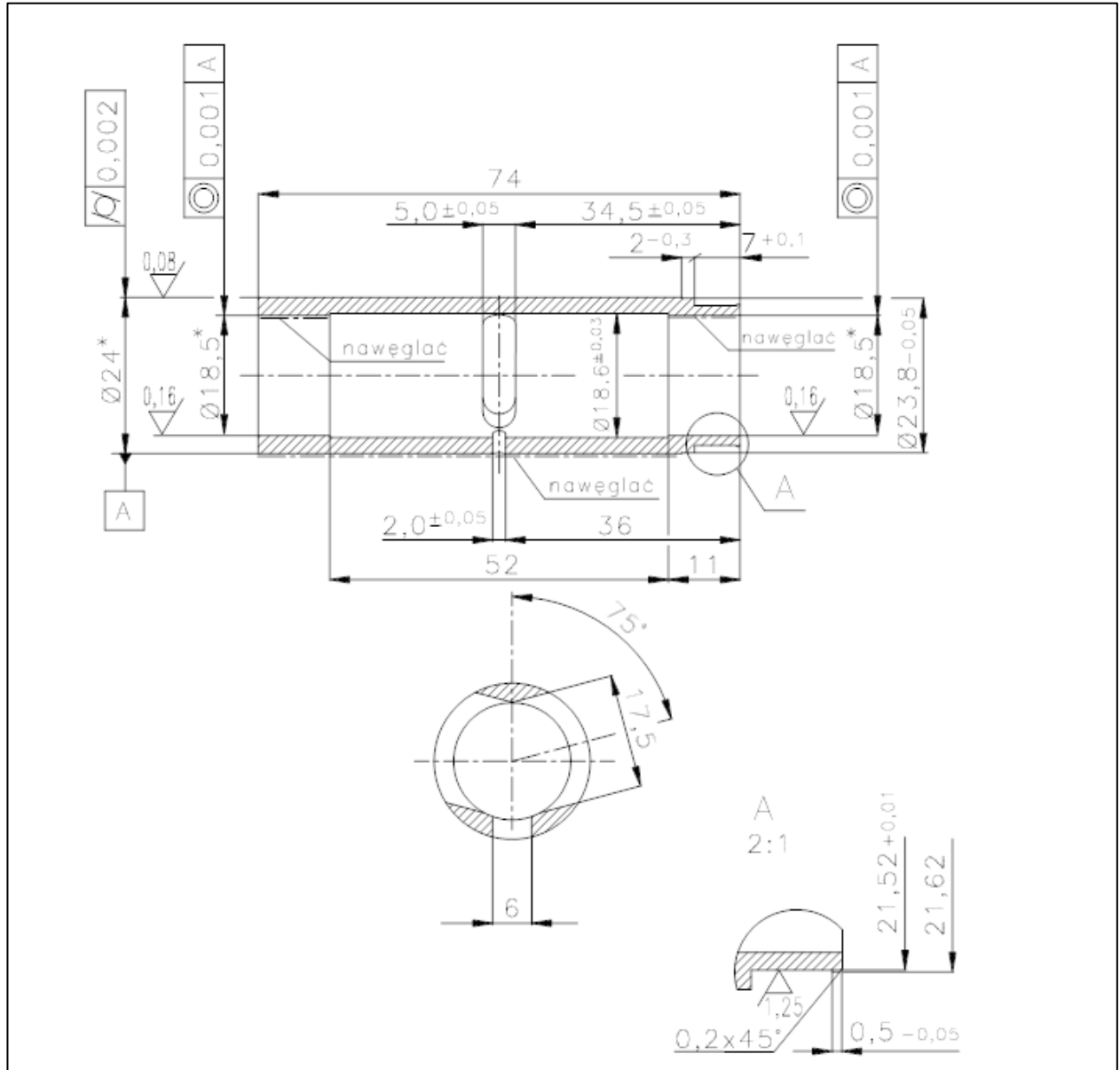
1. J.D. Anderson, Computational Fluid Dynamics, The Basics with Applications, McGraw Hill
2. J.M. Bergada, J. Watton, J.M. Haynes, D. Davies, The hydrostatic/hydrodynamic behaviour of an axial piston pump slipper with multiple lands. *Meccanica* 45(4):585–602
3. J.M. Bergada, S. Kumar, D.L.I. Davies, J. Watton, A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Appl Math Model* 36:1731–1751
4. J. Blazek, Computational Fluid Dynamics, Principles And Applications, Elsevier
5. Y. Cengel, J. Cimbala, Fluid Mechanics - Fundamentals and applications, McGrawHill
6. J. Cooper, A MATLAB Companion for Multivariable Calculus, Harcourt Academic Press
7. J.S. Crompton, LT. Gritter, SY Yushanov, KC Koppenhoefer, RO Edwards, Analysis of lubricant flow through Reynolds equation, Proceedings of the COMSOL conference, Boston
8. Design World: Hydraulic pump noise reduction, <https://www.designworldonline.com/hydraulic-pump-noise-reduction/>
9. Dokumentacja konstrukcyjna pompy PWK
10. J. Eggers, Fluid Dynamics Lecture Notes, Advanced Fluid Dynamics (MATHM0600), University of Bristol
11. B. Finlayson, Introduction to chemical engineering computing, Wiley
12. M. Gokenbach, Partial Differential Equations: Analytical and Numerical Methods
13. W. Grabon, J. Smykla, Computer program for simulation of pressure distribution in the hydrodynamic radial bearing, *Artif Intell Driven Solut Bus Eng Prob* 176–186
14. R. Grybos, Podstawy Mechaniki Płynów, PWN Warszawa 1998
15. J. Hasburn, Classical Mechanics with Matlab applications, Jones&Bartlett
16. Hydraulics and Pneumatics, <http://www.hydraulicspneumatics.com/>
17. M. Ivantysynova, C. Huang, Investigation of the flow in displacement machines considering elastohydrodynamic effect. Proceedings of the fifth JFPS international symposium on fluid power Nara Japan vol 1 pp 219–229
18. R. Jasiński, Eksploatacja napędów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia, *Hydraulika i Pneumatyka* (2/2011)
19. K. Jezowiecka-Kabsch, H. Szewczyk, Mechanika płynów, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
20. M. Kleiber, P. Kowalczyk, Wprowadzenie do nieliniowej termomechaniki ciał odkształcalnych, IPPT 2011
21. E. Kreyszig, Advanced Engineering Mathematics, Wiley
22. S. Kumar, CFD analysis of an axial piston pump, Ph.D. thesis from UPC, Spain
23. G. Kurek, Projekt hydraulicznej pompy z rozrządem krzywkowym i wychylna tarcza. Praca dyplomowa, Politechnika Gdanska 2007
24. B. Landvogt, L. Osiecki, T. Zawistowski, B. Zylinski, Numerical Simulation of Fluid-Structure Interaction in the Design Process for a New Axial Hydraulic Pump, 2012 Automotive Simulation World Congress

- 
25. B.Landvogt, L.Osiecki, T.Zawistowski,B.Zylinski , Numerical Simulation of Fluid-Structure Interaction in the Design Process for a New Axial Hydraulic Pump, 2012 Automotive Simulation World Congress
  26. B. Landvogt, L. Osiecki, P. Patrosz, T. Zawistowski,, B. Zylinski. Numerical simulation of fluid-structure interaction in the design process for a new axial hydraulic pump. Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal, 14(1), 2014. doi: 10.1504/PCFD.2014.059198. PMID: 59198
  27. B. Landvogt, L. Osiecki, T. Zawistowski, B. Zylinski, Simulation of Fluid-Structure Interaction in Hydraulic Pump Design ,NASA Tech Briefs - October 2012 - Vol. 36 No. 10
  28. L.Osiecki, J.Piechna, T.Zawistowski, Computer analysis of dynamic phenomena in PWK-type variable pumps, XI Konferencja Naukowo-Techniczna, Automatyka w Energetyce, 2009, Wrocław
  29. L.Osiecki, J.Piechna, T.Zawistowski, Multidisciplinary Approach to Component Design of a New Axial Hydraulic Pump, 1st Conference on Multiphysics Simulations, Advanced Methods for Industrial Engineering, June 22-23, 2010, Bonn, Germany
  30. L.Osiecki, P.Patrosz, J.Piechna, B.Landvogt, B.Żyliński, T.Zawistowski, Simulation of Fluid Structure Interaction in a Novel Design of High Pressure Hydraulic Pump, XII Konferencja Naukowo-Techniczna Techniki Komputerowe W Inżynierii, Słok k/Bełchatowa, 18-21.X.2011
  31. B. Lesiak, Badania wpływu komory kompensacyjnej na zachowanie się pompy PWK o zmiennej wydajności. Praca dyplomowa, Politechnika Gdańska 2008
  32. M. Matyka, Symulacje komputerowe w fizyce, Helion 2002
  33. D.W. Nicolson, Finite Element Analysis: Thermomechanics of Solids, CRC Press
  34. L. Olems, Investigations of the temperature behavior of the piston-cylinder assembly in axial piston pumps
  35. A. Osiecki, Hydrostatyczny napęd maszyn, WNT 2004
  36. A. Osiecki, Napęd i sterowanie hydrauliczne maszyn – Teoria obliczanie i układy, PG 1995
  37. L.Osiecki, J.Piechna, T.Zawistowski, Computer analysis of dynamic phenomena in PWK-type variable pumps, XI Konferencja Naukowo-Techniczna, Automatyka w Energetyce, 2009, Wrocław
  38. L.Osiecki, J.Piechna, T.Zawistowski, Multidisciplinary Approach to Component Design of a New Axial Hydraulic Pump, 1st Conference on Multiphysics Simulations, Advanced Methods for Industrial Engineering, June 22-23, 2010, Bonn, Germany
  39. L.Osiecki, P.Patrosz, J.Piechna, B.Landvogt, B.Żyliński, T.Zawistowski, Simulation of Fluid Structure Interaction in a Novel Design of High Pressure Hydraulic Pump, XII Konferencja Naukowo-Techniczna Techniki Komputerowe W Inżynierii, Słok k/Bełchatowa, 18-21.X.2011
  40. L. Osiecki, P. Śliwinski, Displacement control in PWK-type pumps, XIX International Symposium, Research-Education-Technology, Bremen, September 24th – 25th, 2009
  41. L. Osiecki, T. Zawistowski,, J. Piechna. Computer analysis of dynamic phenomena in PWK-type variable pumps. Proceedings of International Scientific

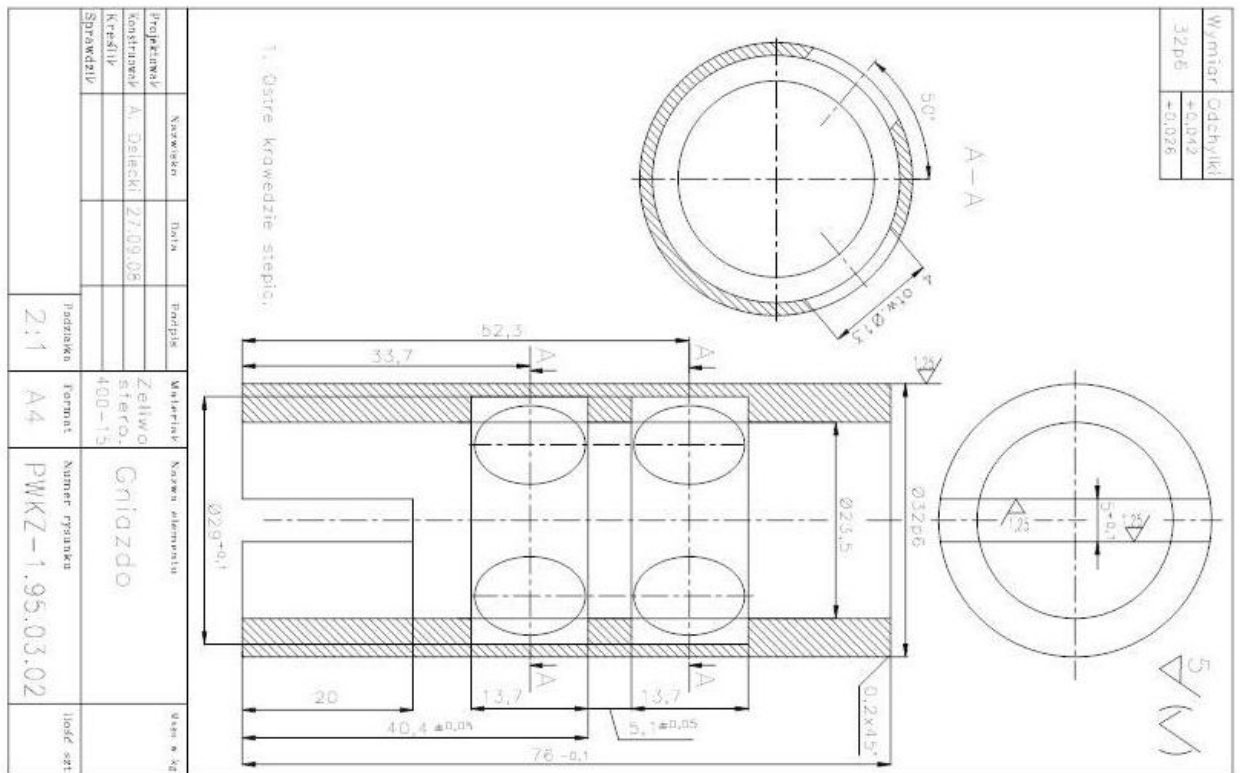
- Technical Conference, Hydraulics and Pneumatics, Wrocław, 2009. Politechnika Wrocławska
42. L. Osiecki, P. Patrosz. Analiza zjawisk dynamicznych w komorze cylindrowej pompy PWK o zmiennej wydajności. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, Gliwice, 2010. Instytut Techniki Górniczej KOMAG.
  43. L. Osiecki, T. Zawistowski, J. Piechna, B. Zylinski. Multidisciplinary approach to the component design of a new axial hydraulic pump. Proceedings of the 1st Conference on Multiphysics Simulation, Bonn, 2010.
  44. L. Osiecki, P. Patrosz, T. Zawistowski, B. Landvogt, J. Piechna, B. Zylinski, Compensation of pressure peaks in PWK-type hydraulic pumps. Key Engineering Materials, 490, 1 2012. doi: 10.4028/www.scientific.net/KEM.490.33
  45. L. Osiecki, P. Patrosz, J. Piechna, B. Landvogt, B. Zylinski, T. Zawistowski, Simulation of fluid structure interaction in a novel design of high pressure axial piston pump, Archive of Mechanical Engineering, 2013
  46. L. Osiecki, Mechanizmy rozrządu hydraulicznych maszyn wielotłoczkowych osiowych, PG 2006
  47. P. Patrosz, Kompensacja skoków ciśnienia w pompie tłoczkowej o zmiennej wydajności z rozrządem krzywkowym Rozprawa Doktorska, Politechnika Gdańska, 2017
  48. H.M. Schey, Div, grad, curl and all that. WW. Norton & Co. 1997
  49. M. Sen, Lecture Notes on Intermediate Fluid Mechanics, Notre Dame
  50. A. Sorsimo, M. Juntunen, R. Stenberg, J. Videman, Finite element analysis of the Reynolds lubrication equation with cavitation. Rakenteiden Mekaniikka (J Struct Mech) 45(4):188–20
  51. J. Walczak, Inżynierska mechanika płynów, WNT 2010
  52. F.M. White, Fluid Mechanics, McGraw Hill
  53. F.M. White, Viscous Fluid Flow, McGrawHill
  54. U. Wieczorek, M. Ivantysynova, Computer aided optimization of bearing and sealing caps in hydrostatic machines - simulation tool Caspar
  55. H. Wilson, L. Turcotte, D. Halpern, Advanced Mathematics and Mechanics Applications Using MATLAB, Chapman and Hall/CRC
  56. W.C. Xie, Differential Equations for Engineers, Cambridge
  57. O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor, The Finite Element Method: Fluid Dynamics, Butterworth, Heineman
  58. T. Złoto, A. Nagórka, Analysis of the pressure distribution of oil film in the variable height gap between the valve plate and cylinder block in the axial piston pump. Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa V(7) 2007
  59. T. Zawistowski, M. Kleiber. Gap flow simulation methods in high pressure variable displacement axial piston pumps. Archives of Computational Methods in Engineering, DOI10.1007/s11831-016-9180-5

## Załącznik

Rysunki elementów pompy oraz animacje



Rysunek tulejki rozdzielczej

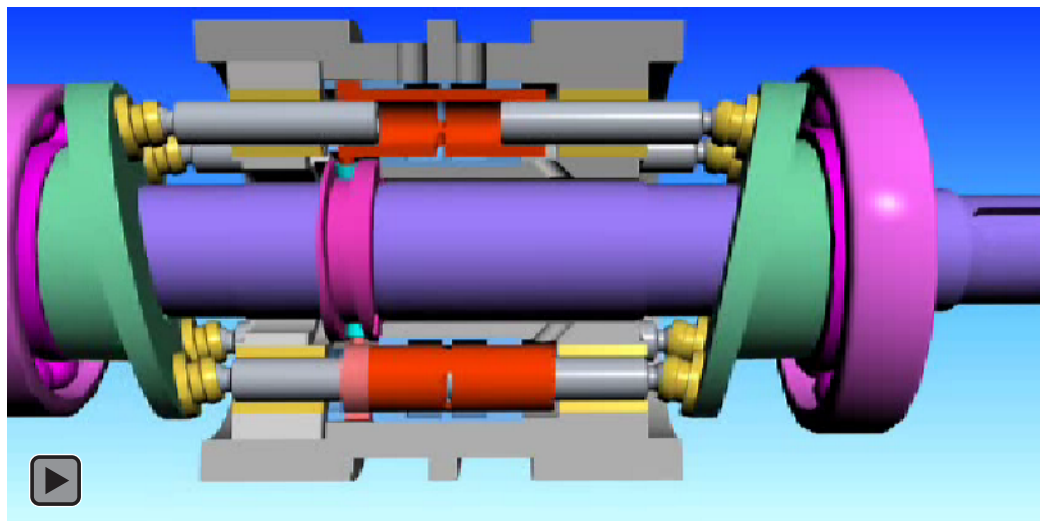


Rysunek gniazda

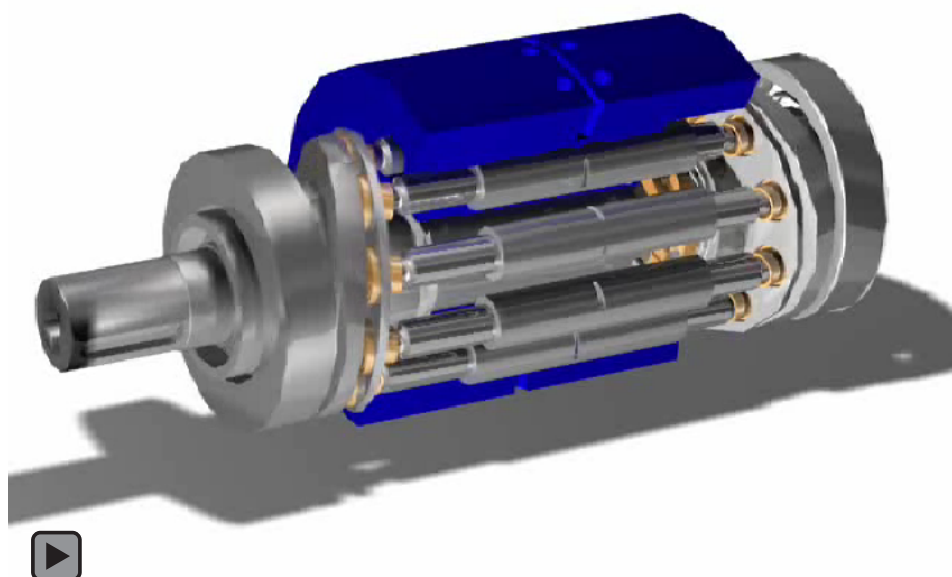


[Poniższe animacje można uruchomić przez kliknięcie myszą na rysunek opatrzony adnotacją *animacja*]

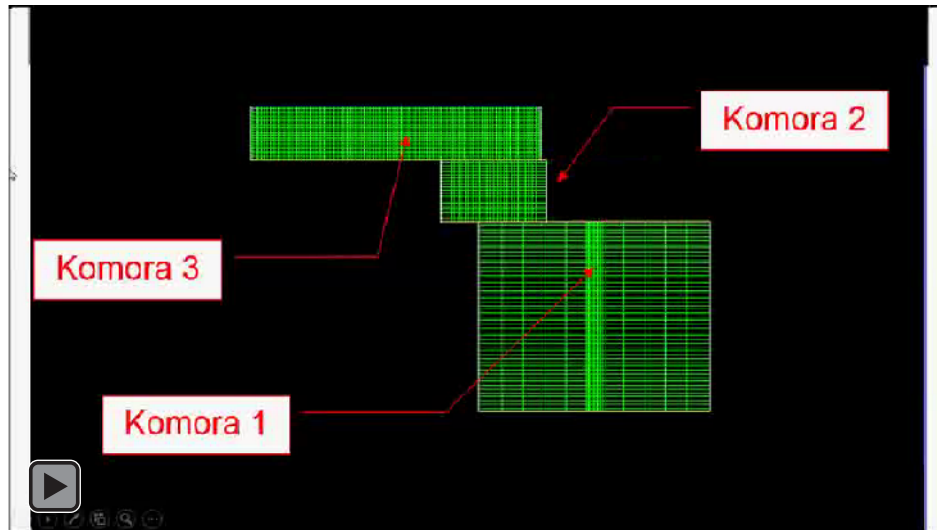
Kinematyka pompy PWK (*animacja*) [42]



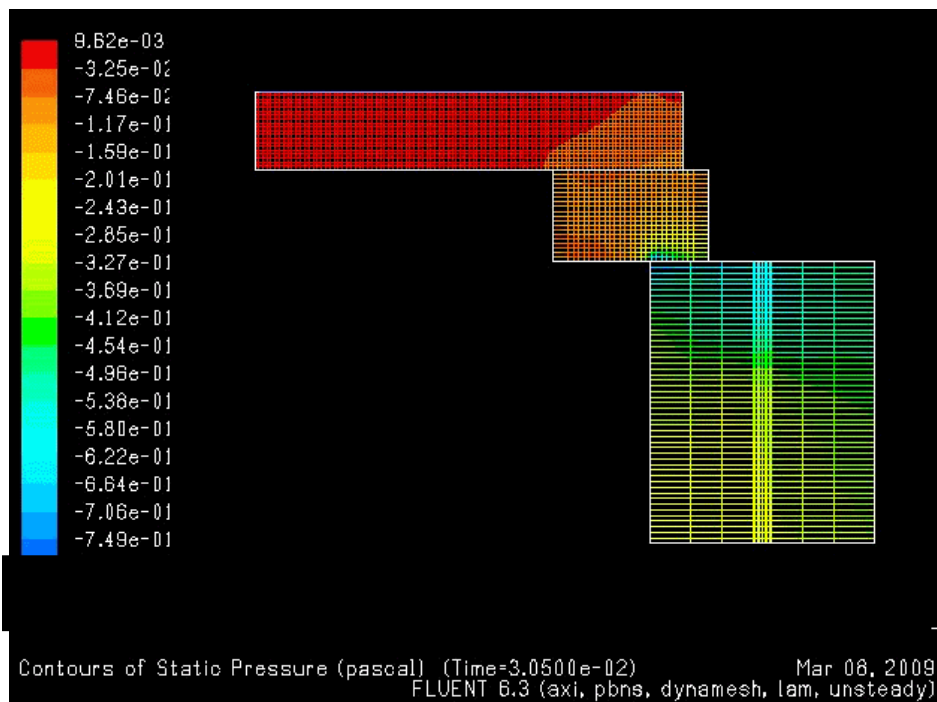
Kinematyka pompy PWK (*animacja*) [42]



Model 2D siatki dynamicznej płynu roboczego w pompie (tryb ssania)  
Zmiana objętości – komora 1, zmiana położenia - komora 2 (*animacja*)

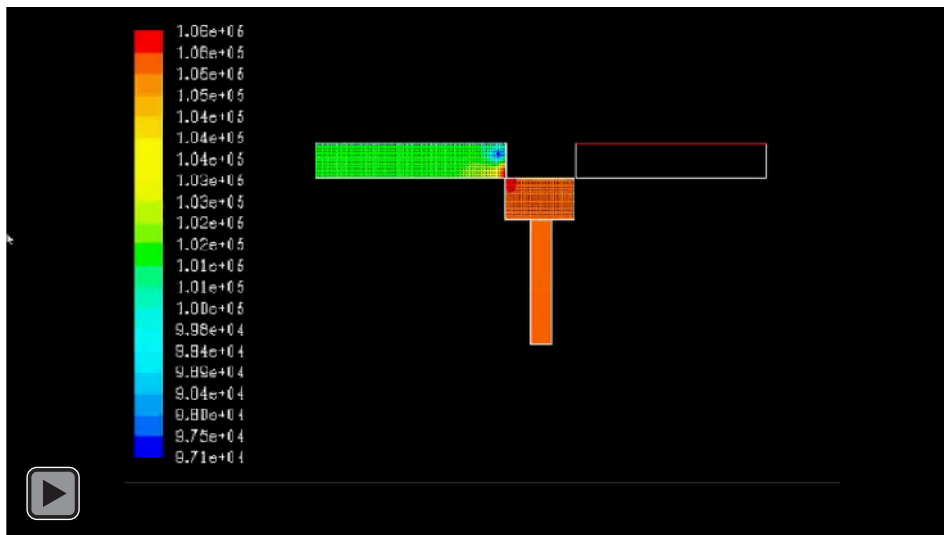


Rozkład ciśnienia w komorach podczas rozładowania się początkowego ciśnienia w komorze 1

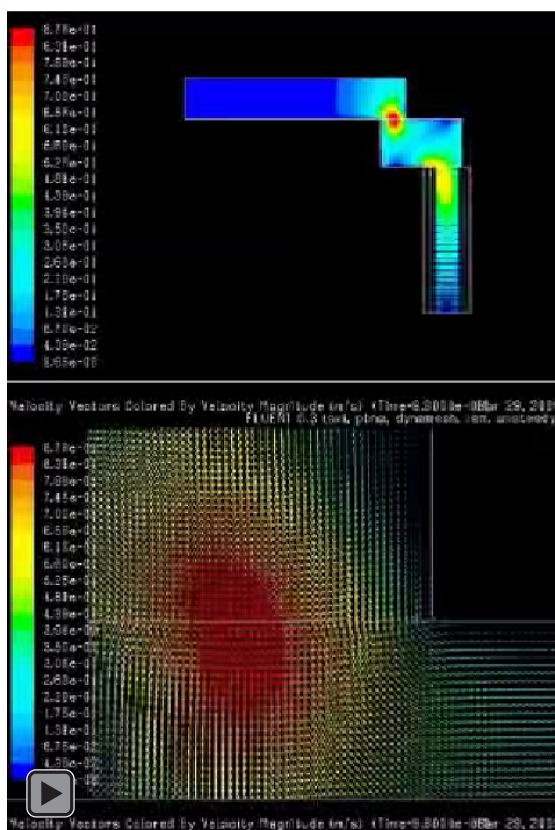


## Rozprężanie oleju o zadanej ściśliwości

Ciśnienie sprężonego oleju 45 MPa, ciśnienie oleju w kanale ssącym 0.1 MPa  
(animacja)



Model 2d – wektorowe pole prędkości – płyn ściśliwy  
Zależność gęstości oleju hydraulicznego od ciśnienia wprowadzono, aby uchwycić propagację fali ciśnieniowej w płynie (animacja)



Zmiana ciśnienia w modelu symetrycznym 3d podczas pełnego cyklu pracy pompy  
Model z komorą kompensacyjną,  
300 rpm, 100% wydajności, ciśnienie tłoczenia 30 MPa (*animacja*) [43]

