

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
im. Tadeusza Kościuszki
Instytut Informatyki Stosowanej

Praca doktorska

**Metodyka modelowania zaworów
maksymalnych bezpośredniego działania**

Mariusz Domagała

Promotor:

Dr hab. inż. Edward Lisowski, prof. PK

Kraków 2007



Spis treści

1. Wstęp	5
2. Tezy oraz cel i zakres pracy	6
2.1. Cel pracy	6
2.2. Tezy pracy	6
2.3. Zakres realizacji pracy	7
3. Analiza źródłowa tematu	8
3.1. Analiza konstrukcji zaworów maksymalnych.....	8
3.2. Problematyka obliczeń numerycznych	16
3.3. Metody i narzędzia informatyczne modelowania elementów układów hydraulicznych	16
3.4. Metody numeryczne w modelowaniu zjawisk przepływowych zaworów maksymalnych	21
3.4.1. Zasada zachowania masy	21
3.4.2. Zasada zachowania pędu	22
3.4.3. Metody dyskretyzacji dróg przepływowych.....	24
3.5. Metody dyskretyzacji równań <i>N-S</i>	29
3.5.1. Metoda Różnic Skończonych	29
3.5.2. Metoda Objętości Skończonych	29
3.6. Warunki brzegowe dla równań <i>N-S</i>	32
3.7. Metoda korekcji ciśnienia	33
3.8. Uwzględnienie turbulencji	34
3.9. Obliczanie sił hydrodynamicznych.....	37
4. Modelowanie zaworu	40
4.1. Modelowanie geometrii.....	40
4.2. Model zaworu o parametrach skupionych.....	41
4.3. Modelowanie zaworu metodą <i>CFD</i>	44
4.3.1. Etapy budowy modelu <i>CFD</i>	44
4.3.2. Założenia wykorzystane w analizie <i>CFD</i>	44
4.3.3. Model dwuwymiarowy	44
4.3.4. Model trójwymiarowy	51

5. Wpływ geometrii elementów zaworu na wartość sił hydraulicznych	60
5.1. Rozwiązania konstrukcyjne połączenia elementu wzniosowego i kierownicy.....	60
5.2. Wpływ kształtu kierownicy na wartości sił hydraulicznych.....	62
5.3. Kształtowanie geometrii kierownicy.....	65
5.4. Wyznaczenie charakterystyki sprężyny.....	71
6. Metoda FSI w modelowaniu zaworu	72
6.1. Wprowadzenie.....	72
6.2. Wpływ zjawisk przepływowych na położenie elementów roboczych zaworu.....	72
6.3. Budowa modelu dyskretnego.....	73
6.4. Warunki brzegowe.....	75
6.5. Algorytm analizy FSI.....	76
6.6. Wyniki analizy.....	81
7. Badania doświadczalne	85
7.1. Charakterystyki sprężyn.....	85
7.2. Siły hydrauliczne.....	86
7.2.1. Stanowisko badawcze.....	88
7.2.2. Badania sił hydraulicznych.....	95
7.3. Wyznaczenie charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych.....	95
7.4. Kształtowanie charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych.....	96
7.5. Wnioski z badań doświadczalnych.....	97
8. Metodyka modelowania	98
9. Podsumowanie	101
9.1. Wnioski uytylitarne.....	103
9.2. Wnioski przyszłościowe.....	104
10. Literatura	105
10.1. Publikacje książkowe, artykuły i materiały konferencyjne.....	105
10.2. Patenty i wzory użytkowe.....	110
10.3. Dokumentacje.....	111
10.4. Normy.....	112

Spis ważniejszych oznaczeń:

α – $\frac{1}{2}$ kąta rozwarcia elementu wzniosowego,

μ – współczynnik lepkości dynamicznej,

ρ – gęstość cieczy,

A – powierzchnia czynna suwaka,

B – zastępczy moduł sprężystości objętościowej w linii pompa - zawór,

d – średnica elementu wzniosowego,

F_{hw} – sumaryczna siła działająca na element wzniosowy,

F_{hk} – sumaryczna siła działająca na kierownicę,

F_{hsg} – siła hydrostatyczna działająca na element wzniosowy,

F_{hsk} – siła hydrostatyczna działająca na kierownicę zaworu,

F_{hdg} – siła hydrodynamiczna działająca na element wzniosowy,

F_{hdk} – siła hydrodynamiczna działająca na kierownicę zaworu,

F_s – siła sprężyny,

F_{s0} – siła napięcia wstępnego sprężyny,

k_μ - współczynnik tarcia kinematycznego,

k_s - współczynnik sztywności sprężyny,

m – zredukowana masa elementów ruchomych zaworu,

p_1 – ciśnienie na wejściu do zaworu,

Q_1 – natężenie przepływu strumienia cieczy doprowadzonego do zaworu,

Q_2 – natężenie przepływu strumienia przepływającego przez zawór.

t_k – czas końca analizy,

Δt – krok czasowy,

v_n – prędkość w kroku n ,

v_{n+1} – prędkość w kroku $n+1$,

x – pozycja elementu wzniosowego zaworu,

x_n – pozycja elementu wzniosowego zaworu w kroku n ,

x_{n+1} – pozycja elementu wzniosowego zaworu w kroku $n+1$,

x_{\min} – położenie minimalne elementów roboczych dla analizowanego zakresu,

x_{\max} – położenie maksymalne elementów roboczych dla analizowanego zakresu,

x_k – położenie elementów zaworu odpowiadające pełnemu otwarciu zaworu.

1. WSTĘP

Podjęte w pracy zadanie dotyczy opracowania metodyki modelowania hydraulicznych zaworów maksymalnych bezpośredniego działania, stosowanych w układach napędowo-sterujących maszyn roboczych. Napędy i układy sterowania hydraulicznego znajdują szerokie zastosowanie w przemyśle maszynowym, lotniczym, okrętowym i innych. Ze względu na rolę, jaką elementy te pełnią w układach hydraulicznych, są przedmiotem wielu badań i prac rozwojowych. Badania takie prowadzone są m.in. w Zakładzie Grafiki i Modelowania Komputerowego Instytutu Informatyki Stosowanej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej. Zakład ma w tym zakresie osiągnięcia, czego wynikiem są publikacje i uzyskane nowe rozwiązania patentowe. Zagadnienia związane z modelowaniem zaworów podejmowane są przez specjalistów z zakresu hydrauliki, automatyki jak również z innych dziedzin, w szczególności związanych z komputerowymi metodami modelowania. Zadanie podjęte w pracy dotyczy głównie wykorzystania metod komputerowego modelowania *CFD* (ang. *Computational Fluid Dynamics*) do analizy zjawisk przepływowych w zaworach maksymalnych. Metody *CFD* są stosowane od niedawna w modelowaniu zaworów hydraulicznych i brak jest w tym zakresie wypracowanych metod badawczych. W modelowaniu *CFD* zaworów hydraulicznych istotne znaczenie ma przyjęcie odpowiednich założeń dotyczących obiektu badań, zbudowanie właściwego modelu dyskretnego oraz ustalenie warunków brzegowych. W pracy przeprowadzono badania zaworów maksymalnych bezpośredniego działania przy użyciu metod *CFD* z wykorzystaniem oprogramowania: *Fluent*, *COSMOSFloWorks*, *ANSYS CFX*. Opracowana metodyka badań modelowych pozwoliła na uzyskanie konstrukcji zaworu maksymalnego o korzystniejszych charakterystykach ciśnieniowo-przepływowych i została zastosowana w praktyce.

2. TEZY ORAZ CEL I ZAKRES PRACY

2.1. Cel pracy

Głównym celem pracy jest opracowanie metodyki modelowania zaworów maksymalnych bezpośredniego działania przy wykorzystaniu programów komputerowych *CAD* i *CFD*. Opracowana metodyka pozwoli na uzyskanie informacji o zjawiskach zachodzących podczas przepływu cieczy roboczej przez zawór i mających istotne znaczenie dla kształtowania charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych.

Dotychczas stosowana jest głównie metodyka kształtowania charakterystyk zaworów maksymalnych bezpośredniego działania przy wykorzystaniu metod symulacji komputerowej. W tej metodzie wykorzystywane są takie programy jak *Matlab-Simulink*, *Vissim*, *20-SIM*, które wykorzystują modele o parametrach skupionych.

Celem uzupełniającym pracy jest zbadanie użyteczności programów komputerowych w zakresie rozwiązywania złożonych zagadnień modelowania specjalistycznych elementów, jakimi są zawory maksymalne.

2.2. Tezy pracy

1. Zastosowanie metody *CFD* do analizy zjawisk przepływowych w zaworach maksymalnych pozwala na wyznaczenie pól prędkości i ciśnienia, lokalizowania obszarów występowania zawirowań itp. Dzięki temu konstruktor uzyska cenne informacje i wytyczne do kształtowania geometrii elementów zaworu.
2. Wykorzystując możliwości systemów *CFD* istnieje możliwość wyznaczenia sił działających na elementy robocze zaworu.
3. Korzystając z metod *CFD* można kształtować geometrię elementów zaworu i w ten sposób wpływać na kształt charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych.

4. Wyniki uzyskane w badaniach *CFD* zaworu pozwolą na wyznaczenie nieliniowej charakterystyki sprężyny, która w zadanym zakresie objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia będzie korygować niekorzystny wpływ zmian wartości sił hydrodynamicznych.
5. Korzystając z metod *FSI* można uzyskać informacje na temat zjawisk przepływowych w stanach nieustalonych podczas pracy zaworu.

2.3. Zakres realizacji pracy

Przyjęty cel i tezy pracy obejmują wiedzę z zakresu napędu i sterowania hydraulicznego oraz komputerowego modelowania układów fizycznych. Z tego względu zakres realizacji pracy sformułowano następująco:

- Analiza rozwiązań konstrukcyjnych zaworów maksymalnych bezpośredniego działania.
- Analiza metod budowy modeli dyskretnych na potrzeby modelowania *CFD*.
- Budowa modelu matematycznego zaworu.
- Analiza możliwości i ocena przydatności programów: *Fluent*, *COSMOSFloWorks*, *ANSYS CFX* w badaniu elementów hydrauliki siłowej.
- Analiza zjawisk przepływowych występujących w stanach nieustalonych.
- Opracowanie metodyki modelowania zaworów maksymalnych z wykorzystaniem programów *CAD* i *CFD*.
- Kształtowanie konstrukcji zaworu w celu poprawy charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych za pomocą opracowanej metodyki.
- Budowa stanowiska badawczego i badania porównawcze.

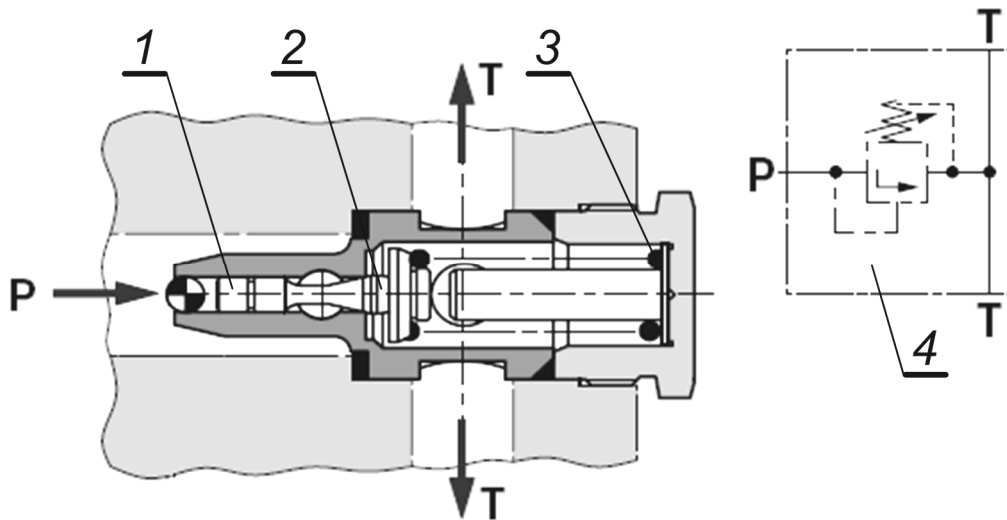
3. ANALIZA ŹRÓDŁOWA TEMATU

3.1. Analiza konstrukcji zaworów maksymalnych

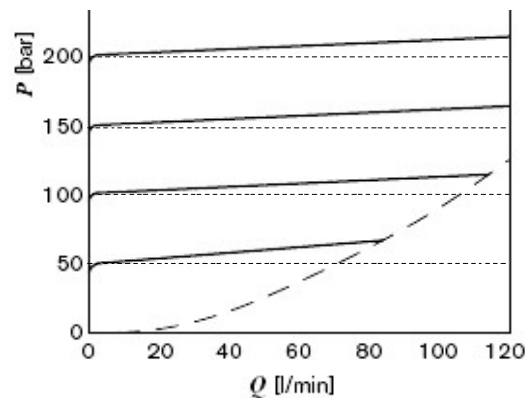
Zawory maksymalne należą do grupy zaworów sterujących ciśnieniem. Ich zadaniem jest utrzymywanie wartości zadanego ciśnienia w układzie hydraulicznym lub w części tego układu. Przekroczenie zadanej wartości ciśnienia powoduje otwarcie zaworu i przepływ cieczy. Otwarcie zaworu jest powodowane oddziaływaniem ciśnienia bądź różnicy ciśnień na organ roboczy. Siła wywołana ciśnieniem działającym na elementy robocze jest równoważona siłą o przeciwnym zwrocie pochodzącą od sprężyny lub innego elementu. Ze względu na konstrukcję rozróżnia się zawory suwakowe i wzniosowe [16], [21], [50], [59], [62], [63]. W zaworach suwakowych organem zamykającym jest suwak, którego krawędzie odsłaniają lub przysłaniają kanały wykonane w korpusie. W zaworach tych występują problemy z uzyskaniem całkowitej szczelności z tego względu, że suwak i tuleja są pasowane suwliwie dla uniknięcia histerezy zaworu. W zaworach tego typu występuje przepływ przez szczelinę [49] i przecieki. Ta wada została wyeliminowana w zaworach wzniosowych, w których element sterujący szczelnie przylega do gniazda. W zaworach tych z gniazdem współpracuje element wykonany w postaci kuli lub stożka. Dzięki temu poprzez odpowiedni docisk uzyskuje się większą szczelność. Ze względu na brak przekrycia zawory wzniosowe umożliwiają uzyskanie większej szczelności i charakteryzują się mniejszym czasem otwarcia. Tego typu konstrukcje są obecnie powszechnie stosowane w układach napędu i sterowania hydraulicznego. W zaworach wzniosowych występuje problem tłumienia drgań, gdyż naturalne tłumienie drgań elementu wzniosowego nie jest wystarczające. Stąd też istnieje potrzeba stosowania tłumików drgań. Zagadnienia tłumienia drgań oraz stabilności pracy zaworów maksymalnych są w literaturze bogato przedstawiane i przebadane metodami automatyki oraz symulacji cyfrowej [8], [11], [15], [18], [22], [24], [27], [31], [44], [48], [51].

Producentami zaworów maksymalnych są niemal wszystkie ważniejsze firmy produkujące elementy hydrauliczne, w tym tak uznane jak: *Bosch-Rexroth*, *Parker*, *Vickers*, *Sauer-Danfoss*, *Sun Hydraulics* i inne, a w Polsce *Ponar Wadowice*, *Hydrotor*, *PZL Wrocław*. Na rys. 1 pokazano jedno z popularnych rozwiązań zaworu wzniosowego firmy *Bosch Rexroth* o numerze katalogowym RE 25860. Zawór ten wykonany jest w wersji naboju montowanej w korpusie, jako zawór bezpośredniego działania. Zamykanie zaworu realizowane jest w stożkowym gnieździe ze stożkowym elementem wzniosowym, połączonym z suwakowym

tłumikiem drgań. Siła sprężyny wywiera nacisk na element wzniosowy. Na rys. 2 pokazano jego charakterystykę ciśnieniowo-przepływową. Linią przerywaną oznaczono zakres roboczy zaworu, poziome linie przerywane oznaczają charakterystyki idealne, natomiast krzywe ciągłe pokazują charakterystyki dla różnych nastaw zaworu. Jak wynika z tego rysunku, wraz ze wzrostem objętościowego natężenia przepływu wzrasta wartość ciśnienia. Odchylenie od charakterystyki idealnej w tym przypadku wynosi powyżej 10%.



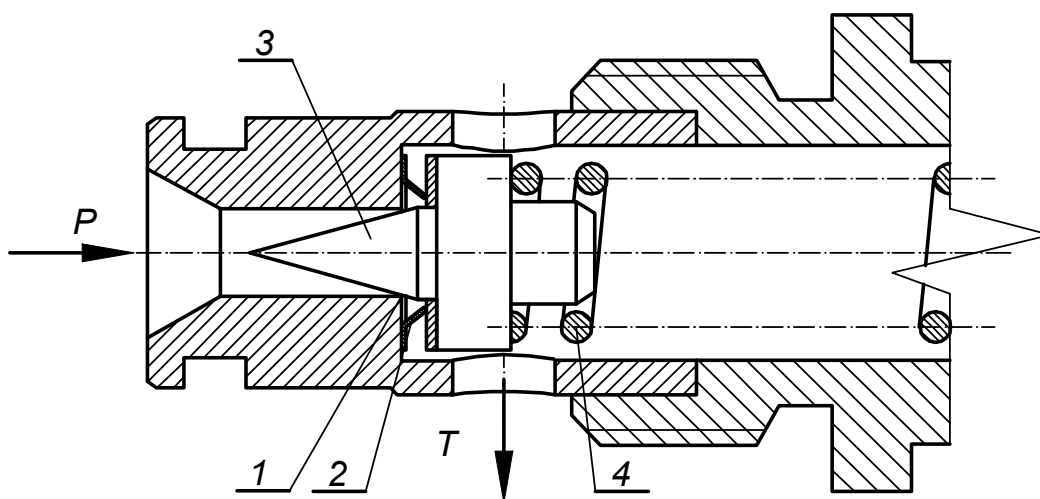
Rys. 1. Schemat zaworu maksymalnego RE 25860; 1 - tłumik, 2 - grzybek zaworu, 3 -mechanizm nacisku, 4 - schemat ideowy zaworu, P - wlot, T - wylot



Rys. 2. Rzeczywiste charakterystyki ciśnieniowo-przepływowe zaworu; poziomą linią przerywaną zaznaczono charakterystyki idealne

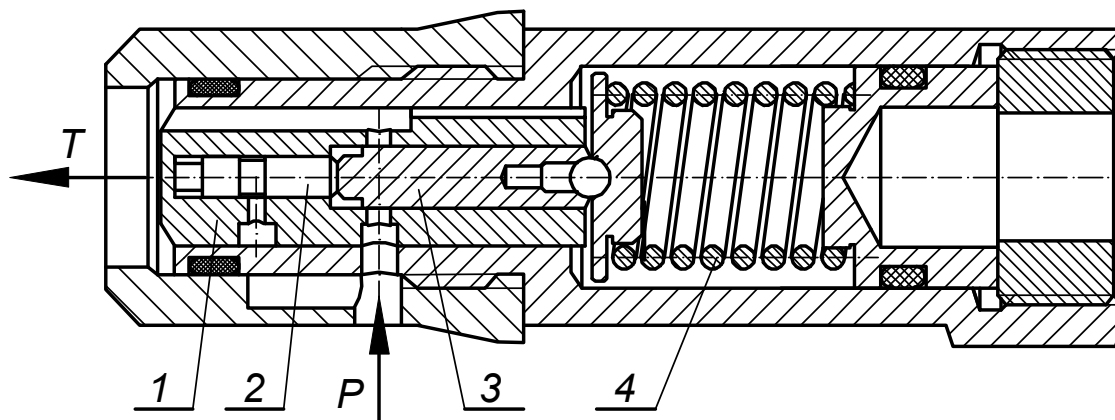
Zawory maksymalne w układzie hydraulicznym pełnią odpowiedzialną funkcję jaką jest zabezpieczenie układu i jego elementów przed skutkami wzrostu ciśnienia ponad dopuszczalną wartość, stąd też niezwykle ważne jest uzyskanie charakterystyki o jak najmniejszym odchyleniu od charakterystyki idealnej. Mimo, że w wielu

układach działają one sporadycznie, to mają kluczowe znaczenie dla bezpieczeństwa funkcjonowania urządzenia, w którym znajduje się zawór. Stąd też, w układach stosowanych np. w urządzeniach dźwigowych, górniczych, lotniczych itp. stawiane są wysokie wymagania, dotyczące odchylenia od charakterystyki idealnej poniżej 5 %. Uzyskanie konstrukcji zaworu o takich wymaganiach stwarza duże problemy. Ma to odzwierciedlenie w pracach naukowo-badawczych [28], [29], [33], [34], [36], [38], [39], [40] jak i w opatentowanych konstrukcjach. Z analizy literatury wynika, że dla zaworów hydraulicznych opatentowano na świecie kilka tysięcy rozwiązań. Analizując te rozwiązania można zauważyć, że autorzy poszukują zaworu o konstrukcji łatwej do zabudowy w różnych urządzeniach hydraulicznych oraz umożliwiającego uzyskanie wysokiej szczelności wewnętrznej i zewnętrznej. Ponadto zawory powinny charakteryzować się dużą szybkością działania, a ciśnienie panujące w układzie powinno być niezależne od wartości objętościowego natężenia przepływającej cieczy roboczej. Jeżeli do tego zostaną dodane takie wymagania, jak niewrażliwość na zanieczyszczenia czy trwałość, to ogromna liczba patentów dotyczących tego typu zaworów nie jest zaskakująca. Na rys. 3 przedstawiono rozwiązanie według patentu firmy *Bosch-Rexroth* [75]. W tej konstrukcji do elementu wzniosowego zaworu dodano element sprężysty 2, którego zadaniem jest amortyzacja uderzenia elementu wzniosowego o gniazdo. Element ten ma również wpływ na charakterystykę ciśnieniowo-przepływową zaworu.



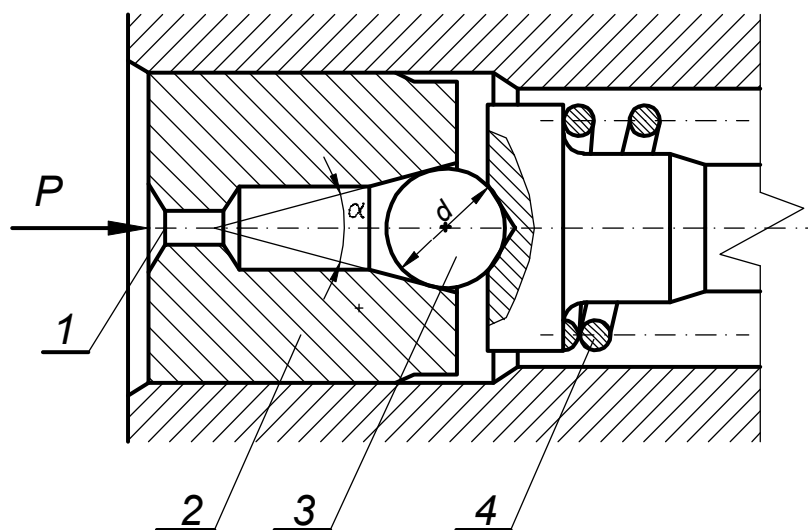
Rys. 3. Zawór według [75]; 1 – gniazdo zaworu, 2 – element sprężysty, 3 – element wzniosowy, 4 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

Rozwiązanie wg patentu przedstawionego na rys. 4 należy do nielicznych, które posiadają element wzniosowy, jak i tłumik w postaci suwakowej. Tego typu zawory stosuje się rzadziej, ze względu na problemy z uzyskaniem szczelności oraz dłuższy czas otwarcia. Rozwiązanie to zostało opatentowane przez firmę *Eaton* [79].



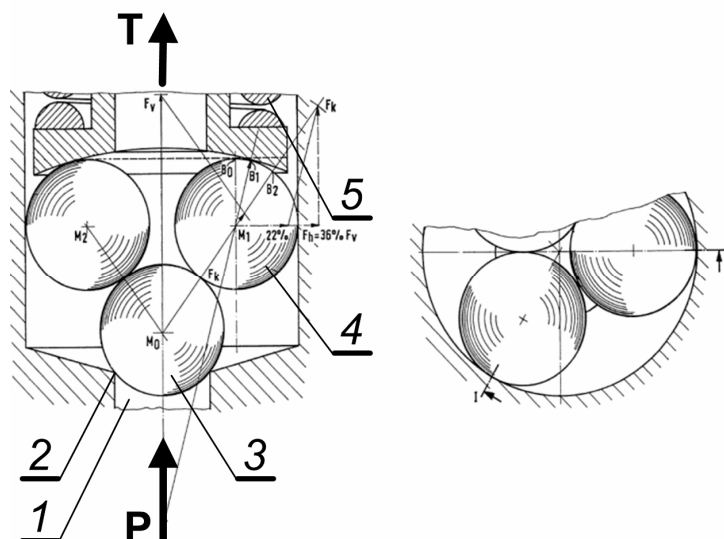
Rys. 4. Zawór według [79]; 1 – gniazdo zaworu, 2 – suwak, 3 – tłumik, 4 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

Wiele z patentów jest wynikiem prac badawczych, w których metodą prób i błędów udało się znaleźć rozwiązania lepsze od dotychczas produkowanych. W patencie [73] firmy *Luk Fahrzeug Hydraulik* (rys. 5) zaproponowano odpowiednie kształtowanie strugi dlotowej, opływającej element wzniosowy w postaci kuli. Dla takiego rozwiązania autorzy opatentowali proporcje wymiarowe pomiędzy kątem stożka a średnicą kuli.



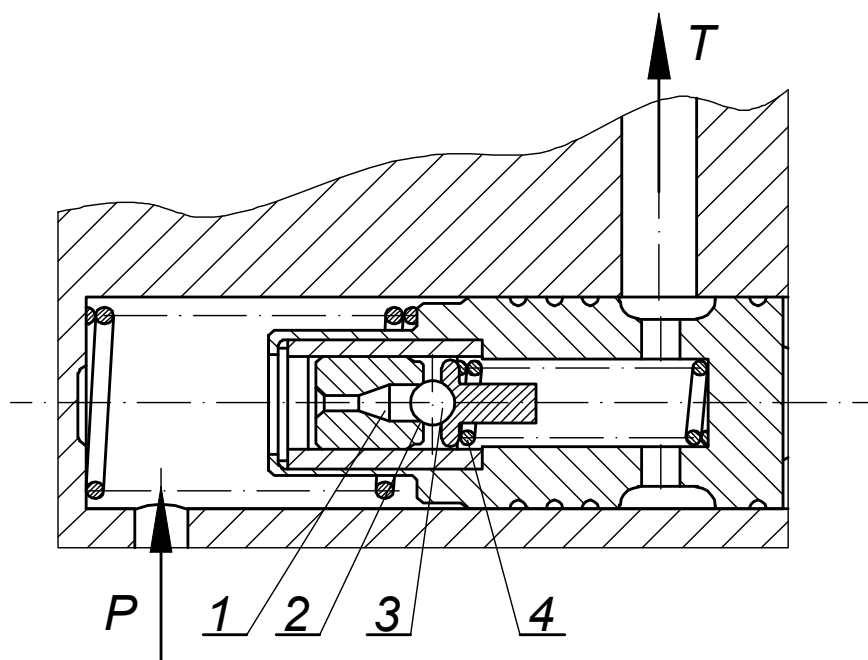
Rys. 5. Zawór według [73]; 1 – kanał dlotowy, 2 – gniazdo zaworu, 3 – kulka jako element zamykający zawór, 4 – sprężyna, P – wlot

Z kolei w patencie brytyjskim [78] firmy *ZF* o numerze GB212928 (rys. 6), w celu uzyskania lepszej szczelności zaworu, zaproponowano wykonanie elementu wzniosowego w postaci kulki dociskanej pośrednio przez kulki pomocnicze i podkładkę kulistą. Rozwiązanie to raczej jest ciekawostką techniczną, bo nie są znane w literaturze praktyczne zastosowania tego typu zaworu w układach hydraulicznych.



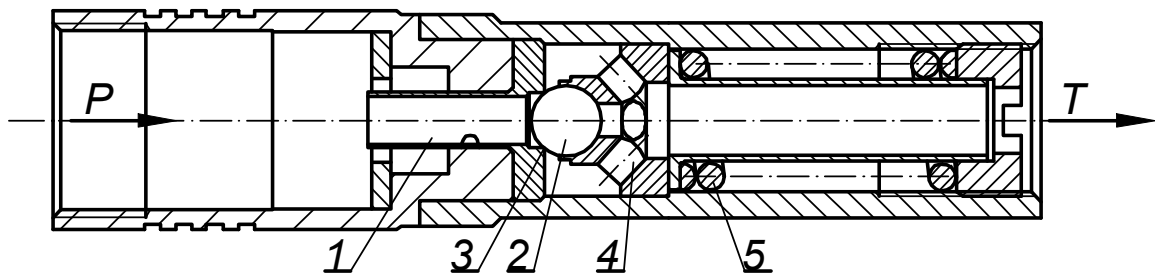
Rys. 6. Zawór według [78]; 1 – kanał wlotowy, 2 – gniazdo zaworu, 3 – element zamykający zawór, 4 – kulki pośrednie, 5 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

W rozwiązaniu wg patentu [84] (rys. 7) występuje ukształtowanie dolotu cieczy do elementu wzniosowego wykonanego w postaci kuli.



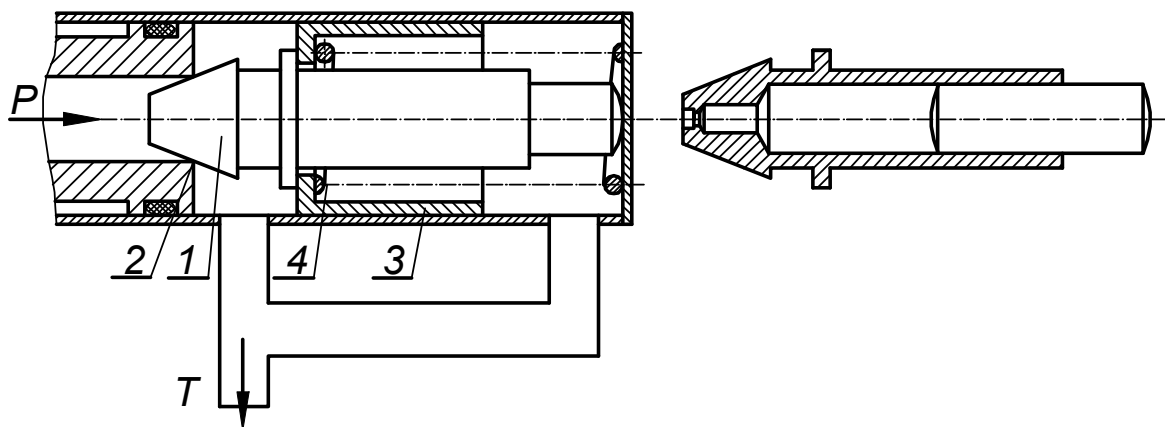
Rys. 7. Zawór według [84]; 1 – kanał dolotowy, 2 – gniazdo, 3 – kulka jako element zamykający zawór, 4 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

Za oryginalne należy uznać rozwiązanie według patentu [76] przedstawione na rys. 8, w którym przepływ cieczy roboczej przez zawór uformowano tak by był zbliżony do osiowego.



Rys. 8. Zawór według [76]; 1 – kanał dolotowy, 2 – element wzniosowy, 3 – gniazdo, 4 – kanał wylotowy, 5 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

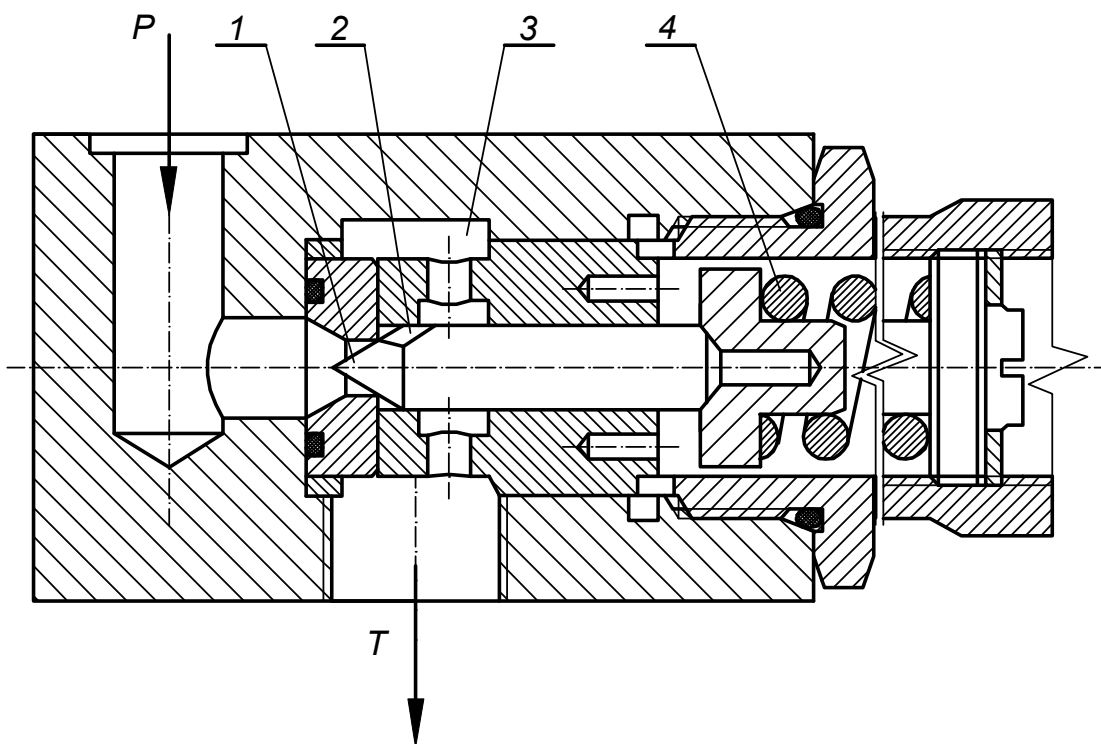
Na rys. 9 pokazano rozwiązanie wg patentu firmy *Danfoss*, w którym tłumik drgań zainstalowano bezpośrednio w elemencie wzniosowym zaworu.



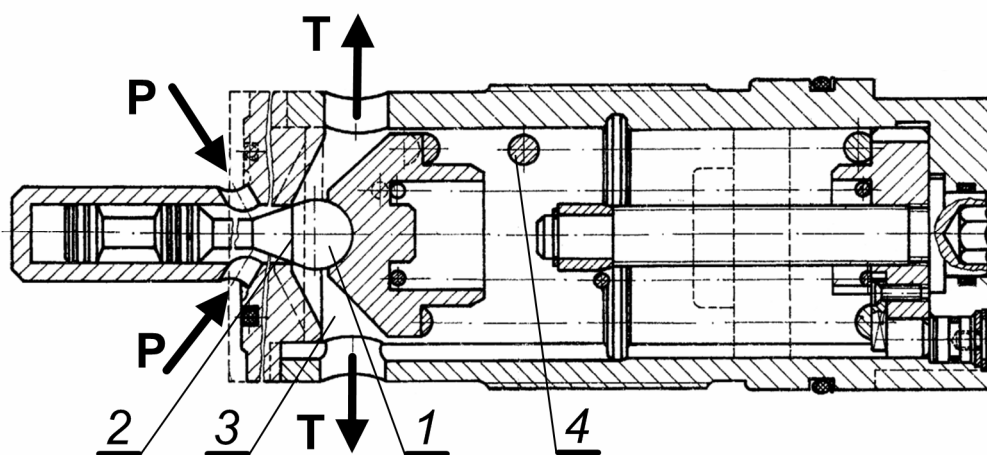
Rys. 9. Rozwiązanie zespołu gniazdo element wzniosowy według [89]; 1 – element wzniosowy, 2 – gniazdo, 3 – element tłumiący, 4 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

W polskim patencie [87] (rys. 10) zaproponowano kształtowanie strugi po wyjściu z gniazda zaworu za pomocą szczelin oraz odpowiednio wykonanej komory.

Autor patentu [80] przedstawionego na rys. 11 zaproponował wykonanie dyfuzora – 3 za elementem wzniosowym – 1.

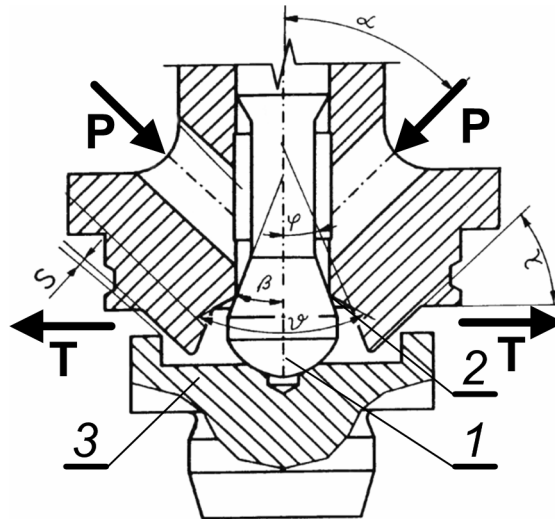


Rys. 10. Zawór według [87]; 1 – element wzniosowy, 2 – szczelina dławiąca, 3 – komora pośrednia, 4 – sprężyna, P – wlot, T – wylot



Rys. 11. Zawór według [80]; 1 – element wzniosowy, 2 – gniazdo zaworu, 3 – dyfuzor, 4 – sprężyna, P – wlot, T – wylot

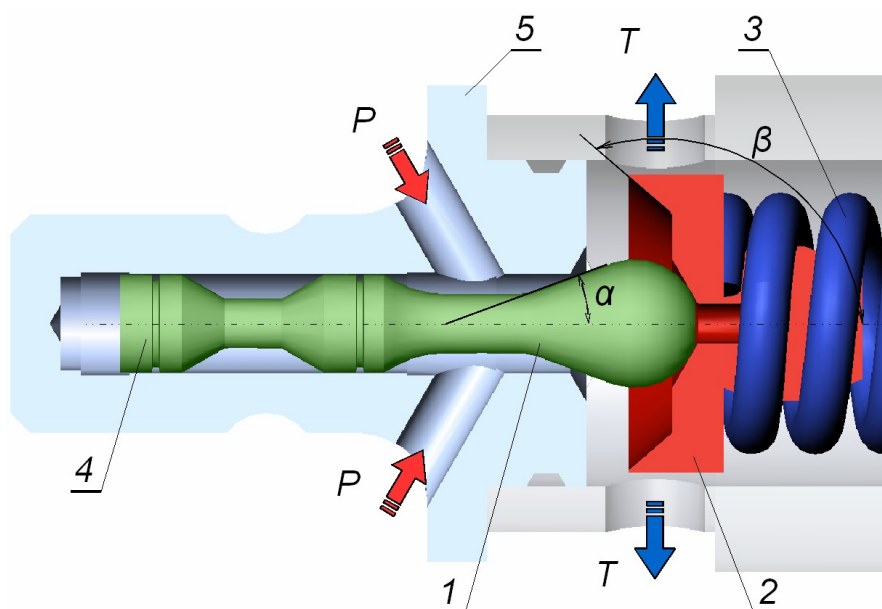
Kształtowanie geometrii elementów roboczych zaworu jest przedmiotem wielu patentów [71÷89]. Na uwagę zasługuje rozwiązanie przedstawione na rys. 12, w którym zastosowano elementy kształtujące strugę cieczy zarówno na wlocie do gniazda jak i przy wylocie. Pozwoliło to na znaczne zwiększenie zakresu przepływowego i uzyskanie charakterystyki ciśnieniowo-przepływowej o mniejszym odchyleniu od charakterystyki idealnej.



Rys. 12. Zawór według patentu [82]; 1 – element wzniosowy, 2 – gniazdo, 3 – kierownica strugi wylotowej, P – wlot, T – wylot z zaworu

Z przedstawionych rozwiązań oraz przeprowadzonej analizy literatury wynika, że jednym z najtrudniejszych zadań jest profilowanie przepływu cieczy przez zawór.

Rys. 13 przedstawia zawór maksymalny bezpośredniego działania, który jest przedmiotem analizy niniejszej pracy. Zespół roboczy zaworu składa się z: elementu wzniosowego 1 w postaci stożka o kącie 2α , kierownicy zaworu 2 o kącie rozwarcia 2β , sprężyny 3, elementu tłumiącego 4, gniazda 5. Wlot do gniazda zaworu oznaczony jest literą P, a wylot literą T.



Rys. 13. Zawór maksymalny bezpośredniego działania; α – $\frac{1}{2}$ kąta rozwarcia elementu wzniosowego, β – $\frac{1}{2}$ kąta rozwarcia kierownicy, 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – sprężyna, 4 – element tłumiący, 5 – gniazdo, P – wlot, T – wylot

3.2. Problematyka obliczeń numerycznych

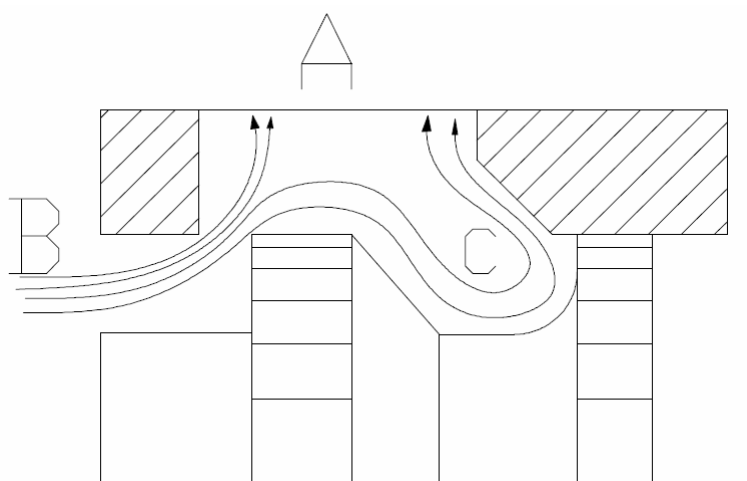
Przystępując do złożonych zadań obliczeniowych, oczekujemy, że zastosowane oprogramowanie pozwoli w możliwie krótkim czasie przeprowadzić eksperyment numeryczny, analizę wyników czy optymalizację systemu. Z praktyki wiadomo, że przy stosowaniu metod *CFD* napotykamy na duże problemy szczególnie w zakresie uzyskania wiarygodnych wyników, jak również czasu obliczeń. W chwili obecnej, co jeszcze nie było możliwe w momencie rozpoczęcia pracy, istnieją możliwości skrócenia czasu obliczeń przez zastosowanie procesora taktowanego wyższą częstotliwością lub zastosowania procesorów wielordzeniowych. Istnieje również możliwość zwiększenia mocy obliczeniowej poprzez wykorzystanie sieci komputerowej. W każdym z tych przypadków istotne znaczenie ma oprogramowanie, które pozwala na dzielenie zadania obliczeniowego na kilka procesów i zarządzanie komunikacją pomiędzy nimi. Przeprowadzone w Instytucie Informatyki Stosowanej badania na programach *MES* i *CFD* pokazują, że duże znaczenie w przypadku wykorzystania sieci komputerowych ma jej architektura, jak również sposób zarządzania zadaniem obliczeniowym, rozproszonym na kilka bądź kilkanaście komputerów oraz sposób przygotowania modelu do obliczeń równoległych.

3.3. Metody i narzędzia informatyczne modelowania elementów układów hydraulicznych

Z przeglądu najnowszej literatury dotyczącej modelowania elementów hydraulicznych [7], [9], [12], [32], [56], [61] wynika, że podstawowymi narzędziami do ich badania są programy wykorzystujące graficzne metody modelowania za pomocą schematów blokowych. Stanowi to duże ułatwienie w modelowaniu systemów sterowania, ponieważ zbudowany i zweryfikowany model elementu może być wielokrotnie wykorzystywany bez konieczności wnikania w jego strukturę. Do programów takich można zaliczyć *Simulink - Matlab*, *Vissim*, *20-sim*, *ACSL*. Programy te wykorzystują metody oparte na parametrach skupionych i mają ograniczone zastosowanie w przypadku modelowania zjawisk zachodzących podczas przepływu cieczy przez zawory hydrauliczne. W takim zakresie modelowania nieuniknione wydaje się być stosowanie metod modelowania o parametrach rozłożonych, a w szczególności metod *CFD*. Analizując publikacje dotyczące modelowania zaworów hydraulicznych w zakresie modelowania o parametrach rozłożonych stosowane jest głównie oprogramowanie takie jak *Fluent*, *ANSYS CFX*, *STAR CD*, *FIDAP* [1], [2], [4], [5], [25], [26], [35], [36], [43], [47], [54], [55]. Wśród tych programów dużym zainteresowaniem cieszy się program *Fluent*, który stosowany jest w wielu ośrodkach naukowo-badawczych [23], [65] między innymi *Imamoter* (Włochy), *Katolńskiego*

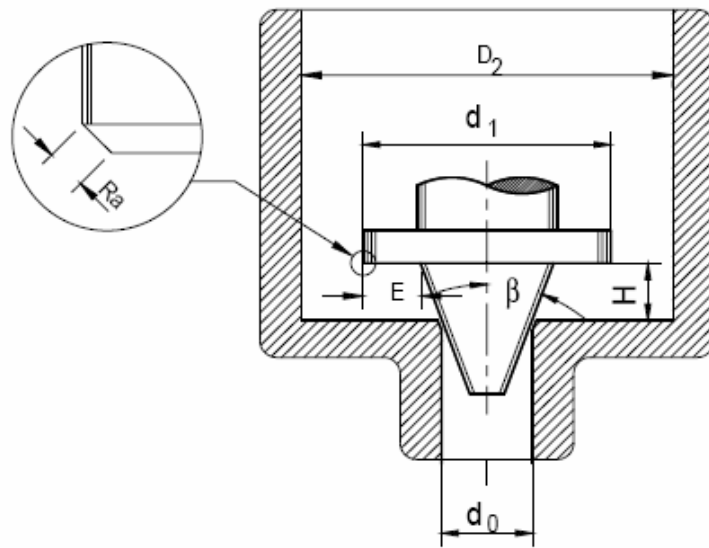
Uniwersytetu Technicznego (Hiszpania), Uniwersytetu Technicznego w Tampere (Finlandia) i wielu innych. Wykorzystanie programów *CFD* do analizy zjawisk zachodzących w zaworach hydraulicznych jest zagadnieniem stosunkowo młodym i ciągle rozwijającym się. Za ważniejsze opracowanie z tego zakresu można uznać wspólne prace ośrodka *Imamoter* oraz Uniwersytetu Technicznego w Modenie [5]. Autorzy pracy, korzystając z programu *Fluent*, wyznaczyli pole ciśnienia w rozdzielaczu hydraulicznym oraz zbadali zjawiska przepływowe występujące przy różnych wielkościach szczelin przepływowych. W wielu innych pracach autorzy również stosują programy *CFD* do wyznaczenia pola prędkości i ciśnienia w elementach hydraulicznych, a szczególnie w rozdzielaczach i zaworach maksymalnych [42], [68], [57], [70]. W swoich badaniach korzystali głównie z modeli osiowosymetrycznych, a pozycja elementów roboczych była ustalona. Mimo to, otrzymane wyniki pozwoliły na uzyskanie cennych informacji o rozkładach ciśnienia, prędkości oraz wartości sił osiowych, działających na element roboczy. Jak wiadomo, w zaworach maksymalnych, które pracują przy wysokich ciśnieniach, występują duże wartości prędkości cieczy oraz znaczne różnice ciśnień, co może prowadzić do powstawania zjawiska kawitacji.

Wśród analizowanych publikacji na uwagę zasługuje praca wykorzystująca program *UNIC CFD* do analizy pozycjonowania suwaka w rozdzielaczu hydraulicznym, którą przedstawili Jyh-Chyang Renn i Tien-Chia Kao z Narodowego Uniwersytetu Yunlin na Tajwanie [55]. Prowadzili oni analizę na modelu płaskim oraz w stanach ustalonych dla różnych położeń suwaka. Uzyskane wyniki pozwoliły zredukować siłę osiową o 27%, co następnie zostało potwierdzone w badaniach doświadczalnych.

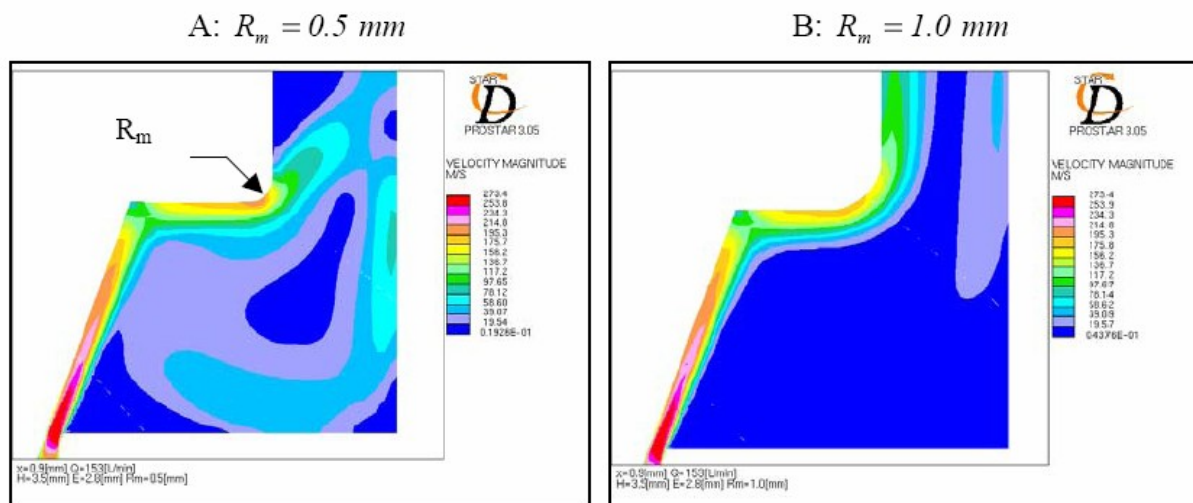


Rys. 14. Wyprofilowany kanał przepływowy rozdzielacza dla obniżenia sił wzdłużnych działających na suwak [55]

Aalborg University w Danii, który jest jednym z czołowych ośrodków z zakresu rozwoju zaworów hydraulicznych w Europie, używa oprogramowania *CFD STAR-CD*. W pracy [1] zespół autorów z wymienionego ośrodka pod kierunkiem T. O. Andersena przedstawił zadanie modelowania zaworu maksymalnego bez tłumika drgań, ukierunkowane na analizę sił działających na elementy robocze zaworu. Szczególną uwagę zwrócono na kompensację sił hydrodynamicznych działających na element wzniosowy zaworu. Wykonane modele były modelami płaskimi, osiowoosymetrycznymi. Analizę przeprowadzono w zakresie liczby Reynoldsa 500 – 4600. Zastosowano model $\kappa\text{-}\varepsilon / \text{RNG}$. Korzystniejsze wartości sił hydrodynamicznych uzyskano poprzez modyfikację pola prędkości na drodze zmiany geometrii elementu wzniosowego.



Rys. 15. Zmiana geometrii organu roboczego

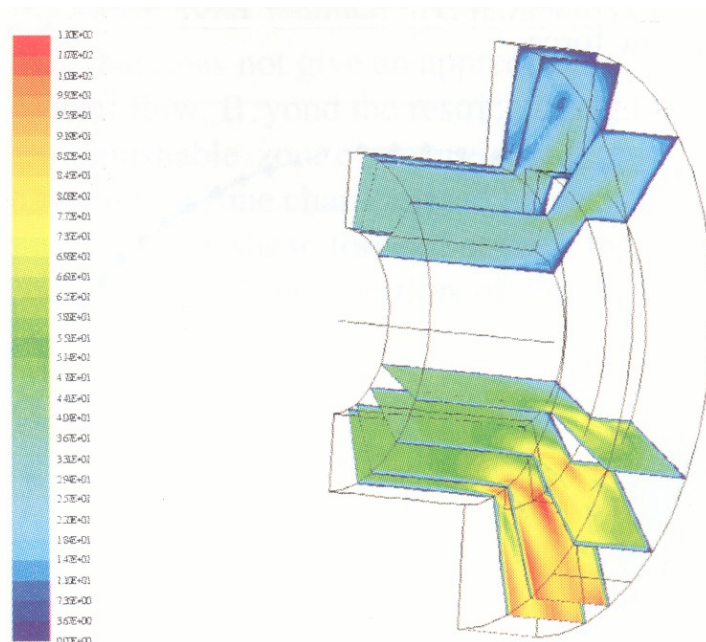


Rys. 16. Zmiana rozkładu prędkości po modyfikacji geometrii

Z rys. 16 wynika, że po modyfikacji geometrii zaworu uzyskano korzystniejszy rozkład prędkości w komorze zaworu.

Ocena wpływu sił hydrodynamicznych oddziałujących na elementy robocze zaworu przy wykorzystaniu metod *CFD* jest tematyką wielu prac naukowych [3], [10], [41], [46], [53], [58], [65], [67], [69]. W dotychczas przedstawionych publikacjach analiza *CFD* przeprowadzana była zwykle w stanach ustalonych. Do nielicznych prac, w których podejmowane są próby uwzględnienia stanów nieustalonych, należy praca Davida Hugqueta z *Uniwersytetu Technicznego Katalonii* w Terrasie. Autor w pracy [23], używając programu *Fluent*, analizował stany nieustalone zaworu w zakresie ruchu elementu roboczego. Przeprowadził on prace na stanowisku badawczym, z którego informacje o pozycji suwaka zaworu zostały przeniesione do programu *Fluent*. Na podstawie tych informacji wykonano model *CFD*, w którym dzięki deformacji siatki uzyskano analizę dla rzeczywistych położenia suwaka.

Z przeglądu literatury [1], [5], [6], [14] wynika, że w analizie *CFD* autorzy zazwyczaj stosują płaski, osiowosymetryczny model przepływu przez zawór. W większości przypadków w zaworach hydraulicznych występuje przepływ trójwymiarowy. Przybliżanie go do przepływu płaskiego w zasadzie można zastosować jedynie do lokalnych fragmentów kanałów. W literaturze można spotkać tylko nieliczne przykłady zastosowania analizy trójwymiarowej przepływu w zaworach hydraulicznych. Giuseppe Del Vescovo i Antonio Lippolis z Politechniki w Bari (Włochy) w pracy [65] przeprowadzili analizę oddziaływania sił występujących na suwaku 4 - drogowego rozdzielacza hydraulicznego.



Rys. 17. Rozkład prędkości przepływu przez komorę suwaka [65]

Autorzy wykazali, że pomimo większego nakładu obliczeniowego, jakiego wymaga trójwymiarowy model, pozwala on na dokładniejszą analizę zjawisk przepływowych występujących w przestrzeni roboczej zaworu. Przykładowo, na rys. 17 pokazano rozkład prędkości przepływu przez komorę suwaka. Jak wynika z tego rysunku zastosowanie modelu osiowosymetrycznego może być zbyt dużym uproszczeniem.

Z kolei Frank Scholl z *Uniwersytetu Technicznego w Karlsruhe* wspólnie z grupą naukowców z *Instytutu Napędów Hydraulicznych w Hangzhou* prowadziła prace nad modelowaniem trójwymiarowych zjawisk w rozdzielaczu hydraulicznym. Wykonane obliczenia dotyczyły stanów ustalonego położenia suwaka i ograniczyły się do analizy wpływu geometrii kanałów wlotowych i wylotowych na charakterystyki przepływowe. Podstawowym programem zastosowanym w obliczeniach był *Fluent*. Jako model turbulencji przyjęto model κ - ε .

Przeprowadzona analiza zastosowania programów komputerowych w modelowaniu zjawisk przepływowych elementów układów hydraulicznych pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków:

- Podstawowymi programami stosowanymi w analizie zaworów są programy wykorzystujące metodę *CFD* (*Fluent*, *ANSYS CFX*, *STAR CD*, *UNIC*, *COSMOSFloWorks*, *Fidap*).
- Autorzy prac uznają, że dla większości przypadków wystarczające jest zastosowanie płaskiego modelu osiowosymetrycznego.
- Występują duże trudności w analizie stanów przejściowych.
- Istnieje potrzeba budowy modeli trójwymiarowych dla zaworów o skomplikowanej budowie geometrycznej.
- Modelowanie zjawisk przepływowych jest zagadnieniem złożonym i w wielu przypadkach istnieje potrzeba weryfikacji na obiektach rzeczywistych.
- Istnieją duże problemy z pomiarami wewnątrz zaworów wartości takich parametrów jak: ciśnienie, prędkość i inne. Wszystkie przedstawione metody weryfikacyjne ograniczają się do pomiarów skutków, czyli do pomiarów ciśnienia na wejściu lub wyjściu zaworu, położenia elementów roboczych czy też obserwacji zużycia współpracujących elementów. Jest to działanie w pełni uzasadnione, ponieważ wprowadzanie czujników pomiarowych do przestrzeni roboczych zaworów maksymalnych, których wymiary geometryczne elementów roboczych są rzędu kilku lub kilkunastu milimetrów jest niezwykle trudne i może prowadzić do zaburzeń przepływu.

3.4. Metody numeryczne w modelowaniu zjawisk przepływowych zaworów maksymalnych

Ruch cieczy w zaworach hydraulicznych opisuje się równaniem ciągłości i równaniem zachowania pędu. Układ ten nazywany jest równaniami *Naviera – Stokesa* (*N-S*). Równania zachowania masy i pędu można uzyskać, podobnie jak w mechanice ciał odkształcalnych, rozpatrując skończony fragment materii – masę kontrolną (*CM*) wraz z jej właściwościami takimi jak gęstość, pęd oraz energia. Dla uzyskania równań *N-S* można rozpatrywać przepływ przez obszar kontrolny zwany objętością kontrolną (*CV*) jak zostało to przedstawione w literaturze [13].

3.4.1. Zasada zachowania masy

Zasada zachowania masy może być przedstawiona w następującej formie:

$$\frac{dm}{dt} = 0. \quad (1)$$

Na podstawie drugiej zasady dynamiki uzyskuje się równanie zachowania pędu:

$$\frac{d(m \cdot \mathbf{v})}{dt} = \Sigma \mathbf{F}, \quad (2)$$

gdzie: t – czas, \mathbf{v} – wektor prędkości, \mathbf{F} – wektor sił działający na rozpatrywany fragment materii *CM*.

Równania (1) i (2) można przekształcić do postaci opisującej objętość kontrolną *CV*. Jeżeli poprzez ϕ oznaczyć wielkości występujące w równaniach zachowania masy i pędu, $\phi = 1$ dla równania zachowania masy natomiast $\phi = \mathbf{v}$ dla równania zachowania pędu, oba równania można przedstawić w postaci:

$$\Phi = \int_{\Omega_{CM}} \rho \phi d\Omega, \quad (3)$$

gdzie: Ω_{CM} – objętość zajmowana przez rozpatrywany fragment materii. Wykorzystując to założenie oraz twierdzenie *Reynoldsa* uzyskuje się następującą postać równań:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega_{CM}} \rho \phi d\Omega = \frac{d}{dt} \int_{\Omega_{CV}} \rho \phi d\Omega + \int_{S_{CV}} \rho \phi (\mathbf{v} - \mathbf{v}_b) \mathbf{n} dS, \quad (4)$$

gdzie: Ω_{CV} – masa kontrolna, S_{CV} – powierzchnia otaczająca objętość kontrolną *CV*, \mathbf{n} – wektor jednostkowy normalny do powierzchni S_{CV} , \mathbf{v} – wektor prędkości, \mathbf{v}_b – wektor prędkości objętości kontrolnej *CV*.

Przy założeniu, iż objętość kontrolna CV pozostaje w spoczynku $\mathbf{v}_b = 0$.

Równanie zachowania masy można uzyskać wstawiając do wzoru (4) $\phi = 1$:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_S \rho \phi \cdot \mathbf{v} \cdot \mathbf{ndS} = 0. \quad (5)$$

Po zamianie całki powierzchniowej na całkę po objętości oraz przy założeniu, że objętość kontrolna jest nieskończenie mała, można uzyskać różniczkową postać zasady zachowania masy:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0. \quad (6)$$

Równanie (6) we współrzędnych kartezjańskich można zapisać następująco:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0. \quad (7)$$

Podczas analizowania zjawisk przepływowych występujących w elementach hydraulicznych stosuje się uproszczenia, takie jak: warunki ustalone przepływu, nieściśliwość cieczy, stałe właściwości cieczy. Założenia te prowadzą do następującej postaci równania ciągłości:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad (8)$$

gdzie x_i oznaczają współrzędne kartezjańskie (x, y, z) , natomiast u_i są składowymi wektora prędkości (v_x, v_y, v_z) w tym układzie.

3.4.2. Zasada zachowania pędu

Równanie zasady zachowania pędu można uzyskać podstawiając do równania (4) wartość $\phi = \mathbf{v}$. Dla nieruchomej objętości kontrolnej CV uzyskamy:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \cdot \mathbf{v} d\Omega + \int_S \rho \cdot \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \cdot \mathbf{ndS} = \sum \mathbf{F}. \quad (9)$$

Wektor \mathbf{F} jest sumą następujących sił:

- powierzchniowych (pochodzących od ciśnienia, naprężeń stycznych i normalnych, itp.),
- masowych (grawitacja, siły odśrodkowe itp.).

Przy założeniu *newtonowskiego* modelu cieczy tensor naprężeń \mathbf{T} można przedstawić w następującej postaci:

$$\mathbf{T} = -\left(\rho + \frac{2}{3}\mu \operatorname{div} \mathbf{v}\right) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{D}, \quad (10)$$

gdzie: μ – współczynnik lepkości dynamicznej, \mathbf{I} – tensor jednostkowy, ρ – ciśnienie statyczne, \mathbf{D} – tensor odkształcenia.

Tensor \mathbf{D} można przedstawić równaniem:

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} [\operatorname{grad} \mathbf{v} + (\operatorname{grad} \mathbf{v})^T]. \quad (11)$$

Po uwzględnieniu równania ciągłości i przyjęciu nieściśliwości cieczy, tensor naprężeń przyjmie następującą postać:

$$\mathbf{T} = -\rho \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{D}. \quad (12)$$

Tensory naprężeń i odkształceń we współrzędnych kartezjańskich przyjmują postać (13) i (14):

$$T_{ij} = -\left(\rho + \frac{2}{3}\mu \frac{\partial v_j}{\partial x_j}\right) \delta_{ij} + 2\mu D_{ij}, \quad (13)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right), \quad (14)$$

gdzie: δ_{ij} – delta Kroneckera: ($\delta_{ij} = 1$ jeżeli $i = j$ oraz $\delta_{ij} = 0$ w przeciwnym przypadku).

Oznaczając siły masowe jako \mathbf{F}_b , postać całkową zasady zachowania pędu (9) można wyrazić w następującej postaci:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \mathbf{v} d\Omega + \int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \mathbf{T} \cdot \mathbf{n} dS + \int_{\Omega} \rho \mathbf{F}_b d\Omega. \quad (15)$$

Postać ogólną zasady zachowania pędu, zapisaną w formie różniczkowej, uzyskuje się poprzez zastosowanie twierdzenia *Gaussa*.

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \operatorname{div} \mathbf{T} + \rho \mathbf{F}_b. \quad (16)$$

Równanie (16) zapisane we współrzędnych kartezjańskich przyjmie postać:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v_i \mathbf{v}) = \operatorname{div} \mathbf{t}_i + \rho F_{bi}. \quad (17)$$

Postać całkowa posiada następującą formę:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho v_i d\Omega + \int_S \rho v_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \mathbf{t}_i \cdot \mathbf{n} dS + \int_{\Omega} \rho F_{bi} d\Omega. \quad (18)$$

Przekształcając równania (10) i (11) uzyskuje się:

$$\mathbf{t}_i = \mu [\text{grad} v_i + (\text{grad} \mathbf{v})^T] \cdot \mathbf{i}_i - \left(\rho + \frac{2}{3} \mu \text{div} \mathbf{v} \right) \mathbf{i}_i = \tau_{ij} \mathbf{i}_j - p \mathbf{i}_i, \quad (19)$$

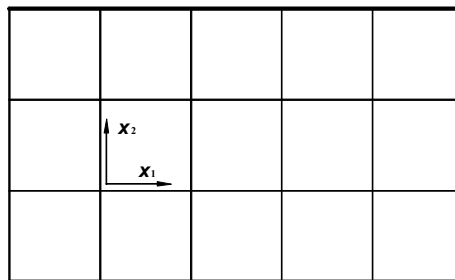
gdzie: F_{bi} oznacza i -ty składnik sił masowych zaś \mathbf{i}_i jest wektorem jednostkowym

Wyrażenie τ_{ij} jest często nazywane lepkościową częścią tensora naprężeń. Można je przedstawić w następujący sposób:

$$\tau_{ij} = 2\mu D_{ij} - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \text{div} \mathbf{v}. \quad (20)$$

3.4.3. Metody dyskretyzacji dróg przepływowych

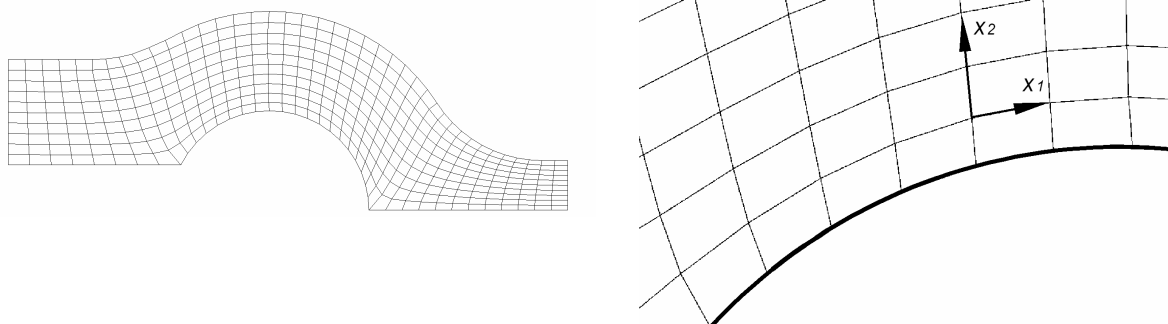
Większość systemów *CFD* wykorzystuje metodę objętości skończonych (ang. *Finite Volume Method*) do rozwiązywania zagadnień związanych z analizą zjawisk przepływowych. Idea metody objętości skończonej polega na aproksymacji geometrii drogi przepływowej małymi obszarami kontrolnymi zwanymi komórkami (ang. *cell*). W najprostszym przypadku modelu dwuwymiarowego dyskretny model tworzą komórki w kształcie prostokątów (rys. 18). Lokalne układy współrzędne komórek posiadają kierunki zgodne z układem współrzędnych, w których zapisane są równania opisujące ruch cieczy.



Rys. 18. Siatka regularna czworokątna bazująca na współrzędnych prostokątnych

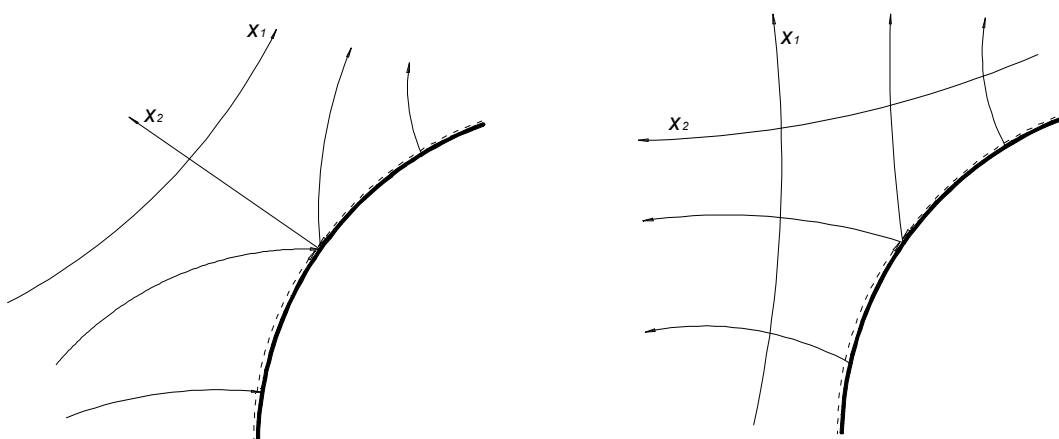
Stosowanie siatek tego typu jest ograniczone do prostych geometrii dróg przepływowych. Występujące w zaworach hydraulicznych drogi przepływowe zwykle mają skomplikowaną geometrię. Dlatego też zastosowanie tego typu siatek do modelowania zaworów nie przynosi zadowalających rezultatów. W związku z tym istnieje potrzeba stosowania siatek z komórkami definiowanymi w inny sposób. Jedną z metod, pozwalających wykonywać modele dyskretne w przypadku bardziej złożonej

geometrii, jest metoda budowy siatki w oparciu o współrzędne krzywoliniowe związane z brzegiem obszaru. Modele dyskretne wykonane w ten sposób nazywane są w literaturze [13], [52], [64] modelami dyskretnymi o siatce regularnej, o współrzędnych krzywoliniowych. Model dyskretny takiego przypadku przedstawiono na rys. 19. Brzezi komórek tworzą rodzinę krzywych, które są równoległe do brzegów obszaru.



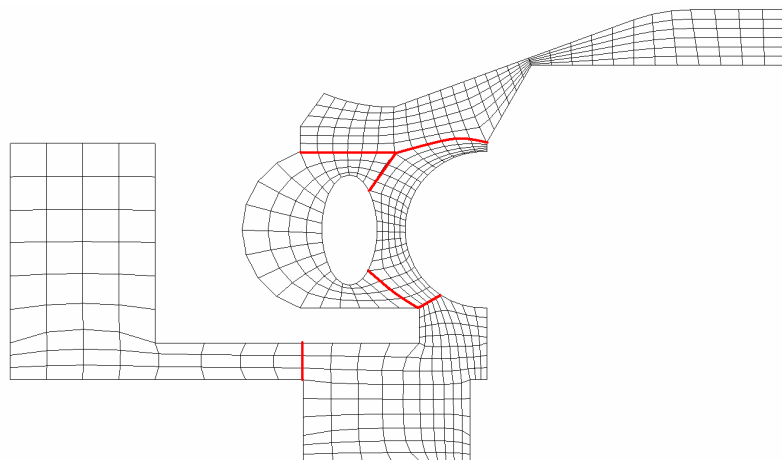
Rys. 19. Siatka regularna: z prawej - lokalny układ współrzędnych komórki

Dla bardziej skomplikowanych kształtów można skorzystać z algorytmów budowy modelu dyskretnego opartych również na współrzędnych krzywoliniowych, ale niezwiązanych z brzegiem obszaru. Przykładowe modele przedstawiono na rys. 20.



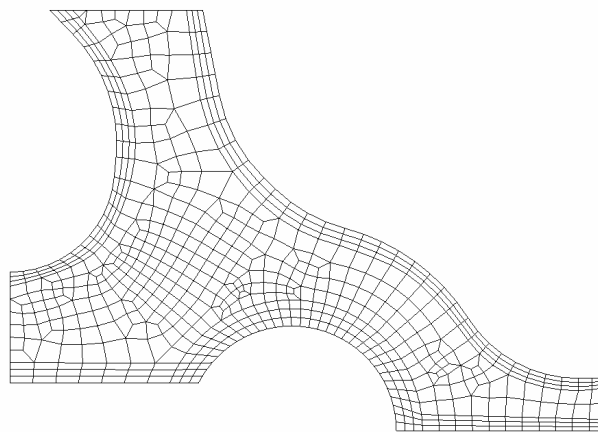
Rys. 20. Przykład różnych orientacji współrzędnych krzywoliniowych [64]

Zagadnienia tworzenia modeli dyskretnych na potrzeby *CFD* są przedmiotem wielu współczesnych prac naukowych. Na uwagę zasługują prace [30], [52], [64], w których przedstawiono wiele algorytmów tworzenia siatek. W przypadku zaworów hydraulicznych mamy do czynienia ze złożoną geometrią dróg przepływowych zwykle o nieregularnych kształtach, stąd istnieje potrzeba stosowania algorytmów umożliwiających generowanie siatek dla takich geometrii. Innym rozwiązaniem jest dzielenie obszaru na mniejsze fragmenty w celu zastosowania siatek regularnych o współrzędnych krzywoliniowych jak zostało to przedstawione na rys. 21.



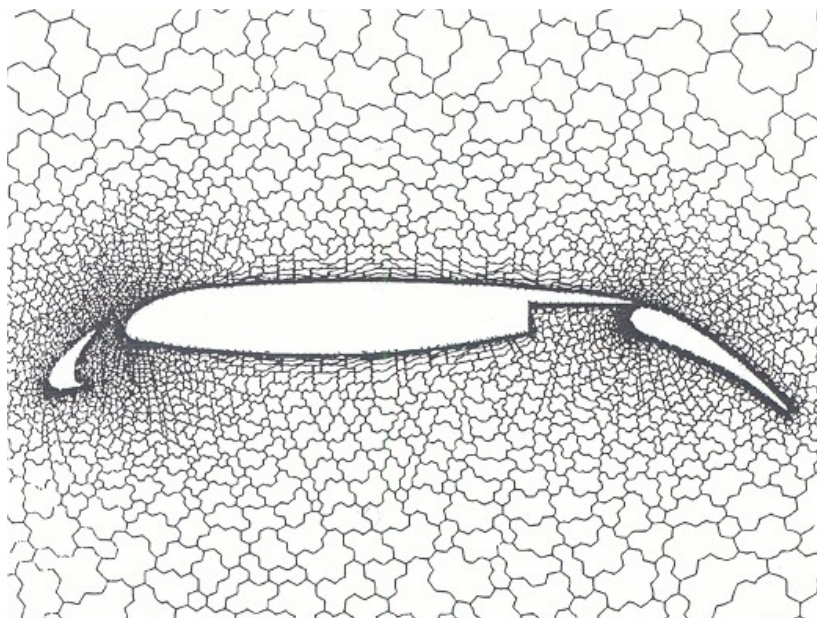
Rys. 21. Siatka oparta na współrzędnych krzywoliniowych niezwiązanych z brzegiem obszaru, z zaznaczonym podziałem na mniejsze fragmenty

W przypadku modeli o skomplikowanej geometrii korzysta się także z siatek o nieregularnych kształtach komórek. W obszarach będących przedmiotem szczególnego zainteresowania stosuje się siatkę regularną. Można to zrealizować w następujący sposób: na brzegach opływanego obszaru wygenerować regularną warstwę komórek czworokątnych, podczas gdy wewnątrz, komórki o nieregularnych kształtach (rys. 22).



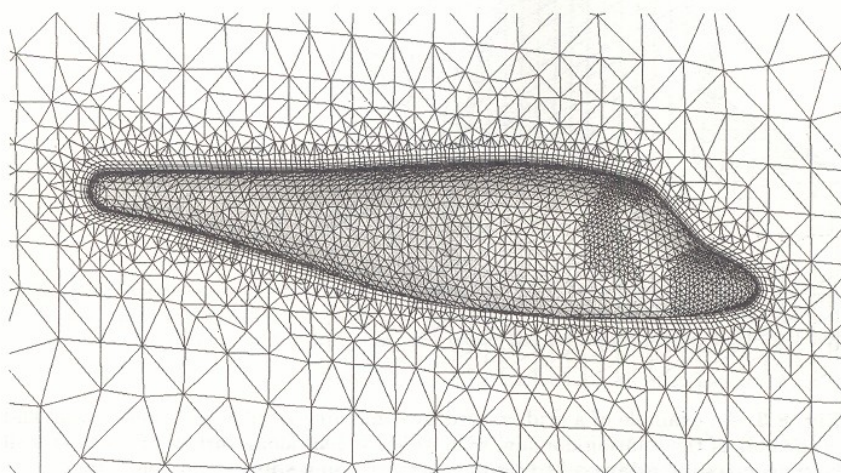
Rys. 22. Przykład siatki mieszanej: na brzegach obszaru siatka bazująca na współrzędnych krzywoliniowych związanych z brzegiem obszaru

W komercyjnych systemach *CFD* stosowane są również inne rodzaje siatek, np. przedstawione na rys. 23 – 24.



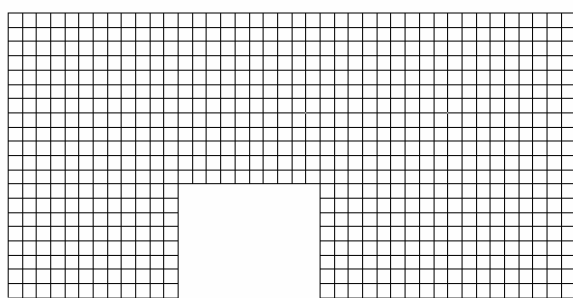
Rys. 23. Przykład siatki 2D wykonanej przy wykorzystaniu wielokątów [52]

Wykonanie trójwymiarowego modelu dyskretnego jest zadaniem znacznie trudniejszym niż w przypadku modeli dwuwymiarowych. Dla modeli trójwymiarowych zwykle stosowane są siatki o kształtach prostopadłościanów lub ostrosłupów. Najbardziej efektywne i możliwe do zastosowania nawet dla skomplikowanych geometrii są algorytmy tworzenia komórek w kształcie ostrosłupa. Zastosowanie komórek prostopadłościennych dla skomplikowanej geometrii jest utrudnione bądź wymaga podziału geometrii na mniejsze fragmenty. Dlatego też stosowane są algorytmy pozwalające tworzyć siatkę mieszaną, wykorzystującą komórki prostopadłościenne na brzegach obszarów. Przykład takiej siatki przedstawiono na rys. 24.

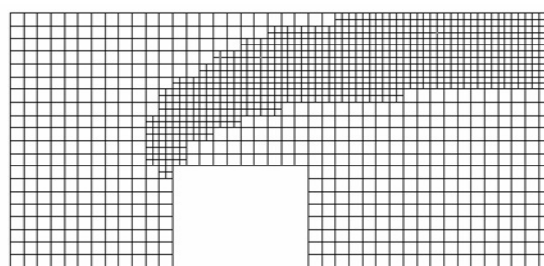


Rys. 24. Siatka trójwymiarowa mieszaną: prostopadłościenna na brzegach obszaru i czworościenna wewnątrz, wykonana w programie *ICEM CFD*

Jakość siatki ma decydujące znaczenie dla dokładności i czasu obliczeń. Wynikają jednak z tego sprzeczne kryteria: siatka powinna być możliwie zagęszczona, a jednocześnie zawierać możliwie mało komórek, aby nie wydłużać czasu obliczeń. W celu ograniczenia błędów dyskretyzacji, bez zwiększania czasu obliczeń, stosuje się lokalne zagęszczanie siatki (rys. 26) przy wykorzystaniu odpowiednich kryteriów adaptacyjnych. W zależności od oprogramowania mogą być dostępne różne kryteria adaptacyjne wykorzystujące zarówno wielkości uzyskiwane podczas analizy numerycznej (gradient prędkości cieczy, ciśnienia, itp.), jak również właściwości modelu geometrycznego (np. zagęszczanie na brzegach obszaru) oraz modelu dyskretnego (np. zagęszczanie siatki na podstawie rozmiaru komórek lub też zmiana ich kształtu czy systemu podziału komórek).



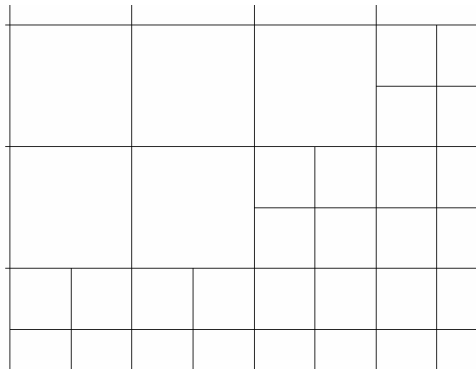
Rys. 25. Siatka przed adaptacją



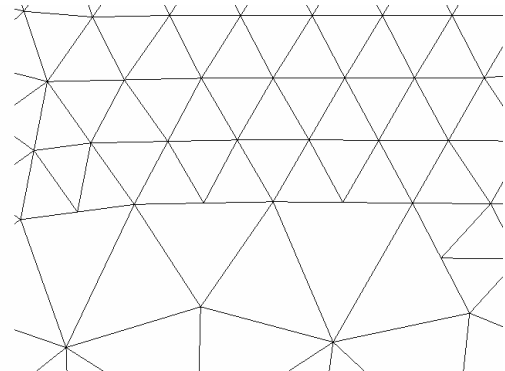
Rys. 26. Siatka po adaptacji

Możliwe jest również stosowanie kryteriów adaptacyjnych pozwalających na zagęszczanie siatki w zależności od wielkości powiązanych z energią czy też intensywnością turbulencji w warstwach przyściennych. Z procesem adaptacji wiąże się jednak wiele ograniczeń, takich jak:

- Proces adaptacji siatki powinien być prowadzony na wstępnym modelu, który w zadowalającym stopniu pozwala analizować interesujące zjawiska. W innym przypadku adaptacja może powodować zagęszczanie siatki w nieodpowiednich miejscach modelu.
- Kryteria adaptacyjne powinny prowadzić do uzyskania zbieżności rozwiązania w krótkim czasie.
- Przy stosowaniu metod gradientowych należy wybierać wielkości decyzyjne, w zależności od celu przeprowadzanej analizy i analizowanych zjawisk.
- Sposób adaptacji siatki zależy od kształtu komórek tworzących model dyskretny.
- W używanych programach nie ma możliwości prowadzenia adaptacji siatki podczas wykonywania obliczeń w stanach nieustalonych.



Rys. 27. Adaptacja siatki czworokątnej



Rys. 28. Adaptacja siatki trójkątnej

Siatka modelu drogi przepływowej umożliwia dyskretyzację równań opisujących zjawiska przepływowe w sposób przedstawiony w rozdziale 3.5.2 niniejszej pracy. Metoda dyskretyzacji równań, czas obliczeń oraz dokładność rozwiązania zależą od kształtu komórek. Sposoby transformowania równań opisujących zjawiska przepływowe ze współrzędnych kartezjańskich do współrzędnych pojedynczych komórek oraz sposoby dyskretyzacji szczegółowo przedstawione są w literaturze [64].

3.5. Metody dyskretyzacji równań *N-S*

3.5.1. Metoda Różnic Skończonych

Metoda różnic skończonych należy do najstarszych metod rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych. Można ją stosować dla obiektów o prostej geometrii. Do analizy zjawisk przepływowych metoda ta wykorzystuje różniczkową postać równań *N-S*. W analizowanym obszarze wydzielane są węzły, w których różniczkowa postać równań jest przekształcana do postaci różnicowej:

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_{x_i} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\phi(x_i + \Delta x) - \phi(x_i)}{\Delta x}. \quad (21)$$

W literaturze nie są znane przypadki wykorzystania tej metody w systemach komputerowych służących do analiz zjawisk przepływowych ze względu na jej duże ograniczenia.

3.5.2. Metoda Objętości Skończonych

Metoda ta polega na zamianie modelu geometrycznego obszaru przepływu z postaci ciągłej do postaci dyskretnej jako zbioru komórek o pewnej objętości. Dyskretyzacja geometrii w tej metodzie polega na tworzeniu siatki, w której węzły obliczeniowe mogą być umieszczone w geometrycznym środku komórki. Metoda ta obecnie jest szeroko stosowana w analizie *CFD*. J. Ferziger i M. Peric w pracy [13]

przedstawili podstawy metod *CFD*. Według tych autorów numeryczna analiza zjawisk przepływowych może być zrealizowana na podstawie równań opisujących ruch cieczy w postaci całkowej.

Przyjmując pewną objętość kontrolną wyznaczoną (otoczoną) powierzchnią kontrolną S , zakładając przepływ ustalony cieczy nieściśliwej, *newtonowskiej* o niezmiennych właściwościach oraz pomijając siły masowe cieczy równania *N-S* przyjmą następującą postać:

równanie ciągłości:

$$\int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{ndS} = 0, \quad (22)$$

równanie zasady zachowania pędu:

$$\int_S \rho v_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{ndS} = \int_S t_{ij} \mathbf{i}_j \cdot \mathbf{ndS} - \int_S p \mathbf{i}_i \cdot \mathbf{ndS}. \quad (23)$$

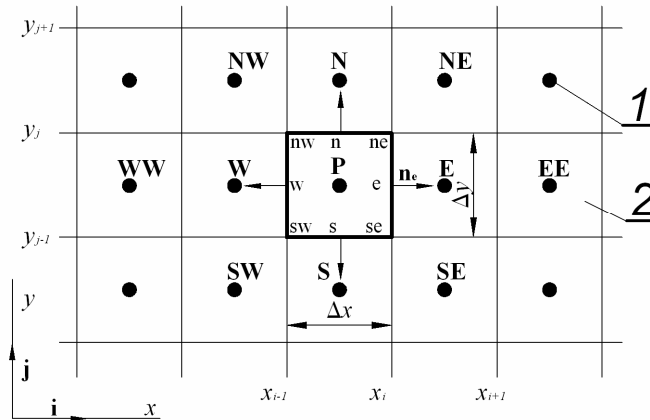
Pierwszy człon prawej strony równania (23) dla przyjętych założeń ma następującą postać:

$$\int_S t_{ij} \mathbf{i}_j \cdot \mathbf{ndS} = \int_S \mu \operatorname{grad} v_i \cdot \mathbf{ndS}. \quad (24)$$

Drugi człon prawej strony równania (23) można przedstawić w następujący sposób:

$$- \int_{\Omega} \operatorname{grad} p \cdot \mathbf{i}_i d\Omega. \quad (25)$$

Równania zachowania masy i pędu stosowane są oddzielnie dla każdej z komórek modelu dyskretnego. Suma równań dla wszystkich komórek obliczeniowych daje globalne równania zachowania masy i pędu dla modelu obliczeniowego. Równania *N-S* zapisane w postaci ogólnej dla poszczególnych komórek obliczeniowych mogą być aproksymowane w węzłach obliczeniowych przedstawionych na rys. 29. Dla dwuwymiarowej czworokątnej regularnej siatki [13], z rozpatrywaną prostokątną komórką układ współrzędnych komórki jest układem kartezyjskim z centralnym węzłem P.



Rys. 29. Dwuwymiarowy model dyskretny (na podstawie [13]); 1 – węzły obliczeniowe, 2 – komórki siatki, P – rozpatrywany węzeł, N,E,S,W – węzły otaczające węzeł P

Oznaczając w równaniu ciągłości (22) i równaniu zachowania pędu (23) wielkości podcałkowe literą f , strumień przepływający przez analizowaną komórkę jest sumą całek po poszczególnych krawędziach komórki.

$$\int_S f dS = \sum_{k=1}^4 \int_{S_k} f dS_k. \quad (26)$$

W celu obliczenia całki na krawędziach otaczających rozpatrywaną komórkę (rozpatrywana będzie krawędź e pokazana na rys. 29) rozkład wielkości f musi być znany na tej krawędzi. Aby go wyznaczyć konieczna jest aproksymacja. Jest ona przeprowadzana w dwóch etapach:

1. Całka jest aproksymowana na podstawie wartości funkcji na krawędzi.
2. Wielkości dla krawędzi są aproksymowane na podstawie wartości w węzłach obliczeniowych sąsiednich komórek.

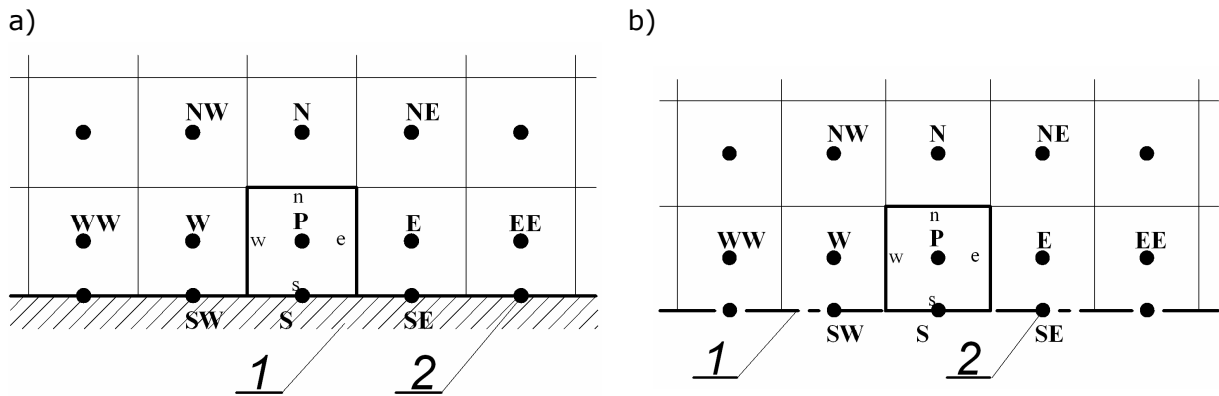
W najprostszym przypadku całkę po krawędzi e można zastąpić iloczynem wielkości średniej w punkcie „e” oraz długością krawędzi S_e :

$$\int_{S_e} f dS \approx \bar{f}_e S_e \quad (27)$$

Jednakże wartość \bar{f}_e nie jest znana, więc musi być obliczona na podstawie wielkości w węzłach obliczeniowych P i E. Szczegółowe omówienie schematu dyskretyzacji równań $N-S$ dla siatki regularnej przedstawione jest w rozdziale 4 pracy [13].

3.6. Warunki brzegowe dla równań N-S

Definiowanie warunków brzegowych jest jednym z najważniejszych zadań przy wykonywaniu analiz metodami *CFD*. W niniejszym rozdziale przedstawiono dwa przypadki najczęściej spotykane w analizie elementów hydraulicznych. Ich graficzną interpretację pokazano na rys. 30.



Rys. 30. Warunki brzegowe wg [13]; a) model z nieruchomą ścianą: 1 – ściana, 2 węzeł położony na ścianie, b) model z płaszczyzną symetrii: 1 – płaszczyzna symetrii, 2 węzeł położony w płaszczyźnie symetrii

Rozpatrując nieruchomą ścianę oraz przepływ płynu bez poślizgu uzyskujemy prędkość w kierunku poziomym na powierzchni ściany $v_x = 0$ i pochodną prędkości w kierunku poziomym wynoszącą $\frac{\partial v_x}{\partial x} = 0$. Biorąc pod uwagę równanie ciągłości uzyskujemy pochodną prędkości w kierunku pionowym $\frac{\partial v_y}{\partial y} = 0$.

Zatem pochodna $\frac{\partial v_x}{\partial y}$ w węźle S (rys. 30) może być przedstawiona jako:

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = \frac{v_{x(P)} - v_{x(S)}}{y_P - y_S}. \quad (28)$$

W przypadku płaszczyzny symetrii uzyskuje się $\frac{\partial v_x}{\partial y} = 0$, ale $\frac{\partial v_y}{\partial y} \neq 0$, stąd pochodna $\frac{\partial v_y}{\partial y}$ może być obliczona na podstawie zależności:

$$\frac{\partial v_y}{\partial y} = \frac{v_P - v_S}{y_P - y_S}. \quad (29)$$

3.7. Metoda korekcji ciśnienia

Podczas numerycznego rozwiązywania zagadnień przepływowych występują trudności wynikające z faktu, iż pola prędkości i ciśnienia są powiązane ze sobą równaniami nieliniowymi o niewystarczającej liczbie zmiennych niezależnych. W literaturze [13],[20],[52] przedstawione są szczegółowo metody, pozwalające rozwiązać ten problem. Jedną ze stosowanych w analizach *CFD* metod, jest przekształcenie równania ciągłości do równania *Poissona*, które przedstawiono szczegółowo w pracy [13]. W przypadku przepływu dwuwymiarowego, przy założeniu, że przepływ jest nieściśliwy i właściwości cieczy są stałe, niewiadomymi są składowe prędkości v_x, v_y oraz ciśnienie p . Dywergencja równania ciągłości prowadzi do następującego równania:

$$\operatorname{div}(\operatorname{grad} p) = -\rho \operatorname{div}[\operatorname{div}(\mathbf{v} \cdot \mathbf{v})]. \quad (30)$$

Równanie to zapisane w formie rozwiniętej przyjmie postać:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} \right) = -\rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\partial (v_i v_j)}{\partial x_j} \right]. \quad (31)$$

Równanie (31) w dalszej części będzie użyte do przedstawienia metody korekcji ciśnienia, wykorzystywanej w rozwiązywaniu równań *N-S*. Równanie zachowania pędu można rozwiązać sekwencyjnie. Wartość ciśnienia wykorzystywana w bieżącym kroku m jest uzyskiwana na podstawie poprzedniego kroku $m-1$. Pole prędkości uzyskane na podstawie równania zachowania pędu nie spełnia jednak równania ciągłości. Dlatego też musi być ono skorygowane, co wymaga również modyfikacji pola ciśnienia.

Dyskretna forma równania zachowania pędu może być przedstawiona w następujący sposób:

$$A_P^{u_i} v_{i,P}^* + \sum_l A_l^{u_i} v_{i,l}^{m*} = - \left(\frac{\delta p^{m-1}}{\delta x_i} \right)_P. \quad (32)$$

Stąd prędkość można wyrazić jako:

$$v_{i,P}^{m*} = \frac{- \sum_l A_l^{u_i} v_{i,l}^{m*}}{A_P^{u_i}} - \frac{1}{A_P^{u_i}} \left(\frac{\delta p^{m-1}}{\delta x_i} \right)_P, \quad (33)$$

gdzie: A - współczynnik, indeks P - rozpatrywany węzeł obliczeniowy, indeks l - sąsiedni punkt dyskretnej postaci równania zachowania pędu, m - numer iteracji, $\frac{\delta}{\delta x_i}$ - oznaczenie pochodnej.

Wartość prędkości $v_{i,P}^{m*}$ jest wartością przewidywaną i może być wyrażona jako:

$$v_{i,P}^{m*} = \bar{v}_{i,P}^{m*} - \frac{1}{A_P^{u_i}} \left(\frac{\delta p^{m-1}}{\delta x_i} \right)_P, \quad (34)$$

gdzie $\bar{v}_{i,P}^{m*}$ nazywane jest poprawką prędkości.

Końcowa wartość prędkości dla iteracji m musi być skorygowana, żeby spełnić równanie ciągłości:

$$\frac{\delta(\rho v_i^m)}{\delta x_i} = 0. \quad (35)$$

Może być to osiągnięte poprzez korekcję pola ciśnienia. Zależność pomiędzy skorygowaną prędkością i ciśnieniem może być przedstawiona następująco:

$$v_{i,P}^m = \bar{v}_{i,P}^{m*} - \frac{1}{A_P^{u_i}} \left(\frac{\delta p^m}{\delta x_i} \right)_P. \quad (36)$$

Następnie można wykorzystać skorygowaną wartość ciśnienia w równaniu ciągłości, co prowadzi do równania *Poissona* w postaci dyskretnej:

$$\frac{\delta}{\delta x_i} \left[\frac{\rho}{A_P^{u_i}} \left(\frac{\delta p^m}{\delta x_i} \right) \right]_P = \left[\frac{\delta(\rho \bar{v}_i^{m*})}{\delta x_i} \right]_P. \quad (37)$$

3.8. Uwzględnienie turbulencji

Podczas przepływu cieczy roboczej przez zawory maksymalne zazwyczaj nie występują warunki umożliwiające tworzenie się przepływów laminarnych. Dlatego też w metodach *CFD* istnieje konieczność modelowania zjawisk występujących podczas turbulencji. Jedną z nich jest metoda *DNS* (ang. *Direct Numerical Simulation*). Jej stosowanie wiąże się jednak z ograniczeniami dotyczącymi dyskretyzacji obszaru przepływu, gdyż wymiary komórek powinny być mniejsze od wielkości pojedynczych zawirowań. Co prowadzi do konieczności budowania modeli obliczeniowych o znacznej liczbie komórek.

Wydajniejszym sposobem modelowania zjawisk turbulentnych jest stosowanie równań *Naviera-Stokesa* dla uśrednionego ruchu turbulentnego (ang. *Reynolds Average Navier-Stokes – RANS*). Metoda ta polega na zastąpieniu wartości chwilowych prędkości i ciśnienia wartościami uśrednionymi oraz odchyleniami od średnich:

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i, \quad p_i = \bar{p}_i + p'_i, \quad (38)$$

gdzie: \bar{v}_i i \bar{p}_i – wartości średnie, v'_i i p'_i – wartości odchylen od średnich.

Podstawiając powyższe wartości do równania ciągłości (22) oraz równania zachowania pędu (23) uzyskuje się równania *RANS*:

$$\frac{\partial \rho \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (39)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_i \bar{v}_j + \rho \overline{v'_i v'_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j}. \quad (40)$$

W ten sposób otrzymuje się dodatkowy człon równań $-\rho \overline{v'_i v'_j}$, który nazywany jest naprężeniami *Reynoldsa*:

$$-\rho \overline{v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k, \quad (41)$$

gdzie μ_t jest lepkością turbulentną, natomiast k jest kinetyczną energią turbulencji: $k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_i}$.

Układ równań (39) i (40) jest niedomknięty. Aby wprowadzić dodatkowe zależności, pozwalające na rozwiązanie układu równań *RANS*, stosuje się odpowiednie modele turbulencji.

Energia kinetyczna turbulencji k może być uzyskana z następującej zależności:

$$\frac{\partial (\rho \bar{v}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial k}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right] - P_k - \mu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_k} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_k}, \quad (42)$$

gdzie σ_k jest *turbulentną liczbą Prandtla*, natomiast P_k można przedstawić jako:

$$P_k = -\rho \overline{v'_i v'_j} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \approx \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j}. \quad (43)$$

Ostatni człon równania (42) jest współczynnikiem rozproszenia energii, definiowany jako prędkość dyssypacji ε :

$$\varepsilon = \mu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_k} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_k}. \quad (44)$$

Wciąż jednak brakuje jednego niezależnego równania. Dlatego też definiuje się współczynnik rozproszenia energii, wyrażony w następującej postaci:

$$\frac{\partial \rho \bar{v}_j \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right), \quad (45)$$

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \sqrt{k} L = \rho \cdot C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (46)$$

Układ równań (42) do (46) w literaturze [19], [66] określany jest jako model turbulencji $k-\varepsilon$. Zawiera on pięć stałych wyznaczonych na drodze doświadczalnej: $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_μ , σ_ε , σ_k .

Z analizy literatury dotyczącej modelowania zaworów hydraulicznych wynika, że często stosowany jest omówiony model turbulencji lub jego zmodyfikowana postać $k-\varepsilon/RNG$. Poza wspomnianym, w metodach *CFD* stosowane są również modele takie jak: $k-\omega$, naprężeń *Reynoldsa* (ang. *RSM*) o pięciu dodatkowych równaniach oraz *LES* (ang. *Large Eddy Simulation*) [19], [66].

3.9. Obliczanie sił hydrodynamicznych

Istotnym zagadnieniem modelowania zaworów maksymalnych jest wyznaczenie sił hydrodynamicznych. Reakcję hydrodynamiczną przepływającej strugi cieczy na elementy zaworu można obliczyć korzystając z zasady zachowania pędu. Zmiana pędu strumienia wpływającego i wypływającego z analizowanego obszaru kontrolnego jest równa wypadkowej sił wywieranych na płyn. Zasadę zachowania pędu w postaci całkowej można zapisać jako:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{v} dV = \int_V \rho \mathbf{F} dV - \int_S \tau_n \mathbf{n} dS, \quad (47)$$

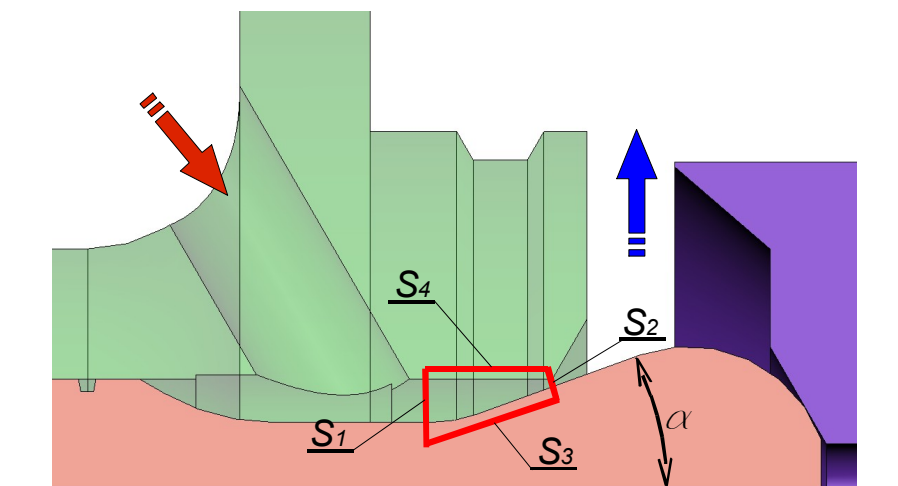
gdzie: \mathbf{F} – jednostkowa siła masowa, τ_n – tensor naprężenia na powierzchni S , ρ – gęstość cieczy.

Po pominięciu sił masowych otrzymuje się:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{v} dV = - \int_S \tau_n \mathbf{n} dS, \quad (48)$$

gdzie: S – powierzchnia kontrolna obejmująca obszar zamknięty V .

Powierzchnia S jest ograniczona przez powierzchnię elementów zaworu. Dla analizowanego elementu roboczego zaworu zdefiniowano powierzchnię kontrolną pokazaną na rys. 31.



Rys. 31. Powierzchnia kontrolna zaworu utworzona z powierzchni S_1 , S_2 , S_3 , S_4

Przekształcając lewą stronę równania (48), przy założeniu przepływu bezźródłowego, uzyskuje się:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{v} dV = \int_V \rho \frac{d}{dt} \mathbf{v} dV = \int_V \rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) dV. \quad (49)$$

Przy założeniu przepływu ustalonego równanie (49) przyjmuje postać:

$$\int_V \rho (\mathbf{v} \cdot \nabla) \cdot \mathbf{v} dV. \quad (50)$$

Przekształcając wyrażenie (50) dla kierunku x otrzymuje się:

$$\begin{aligned} \int_V \left(\rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + \rho v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + \rho v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) dV &= \int_V \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x^2) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_x v_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_x v_z) \right) dV - \\ &- \int_V v_x \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) \right) dV. \end{aligned} \quad (51)$$

W podobny sposób można wyznaczyć równania dla pozostałych kierunków.

Całkę po obszarze V można przekształcić do całki powierzchniowej wykorzystując twierdzenie *Greena-Gaussa-Ostrogradzkiego*:

$$\begin{aligned} \int_V \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x^2) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_x v_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_x v_z) \right) dV &= \int_V \operatorname{div} (\rho v_x v_y) dV = \int_S \rho v_x v_y \mathbf{n} dS = \\ &= \int_S \rho v_x v_n dS. \end{aligned} \quad (52)$$

Stosując podobne przekształcenia dla pozostałych kierunków, równanie (48) można zapisać w postaci:

$$\int_S \rho \mathbf{v} v_n dS = - \int_S \tau_n \mathbf{n} dS. \quad (53)$$

Uwzględniając brak przepływu płynu przez powierzchnie S_3 i S_4 (rys. 31), równanie (53) można przekształcić do postaci:

$$\int_{S_1} (\rho \mathbf{v} v_n + \tau_n \mathbf{n}) dS + \int_{S_2} (\rho \mathbf{v} v_n + \tau_n \mathbf{n}) dS = - \int_{S_3} \tau_n \mathbf{n} dS - \int_{S_4} \tau_n \mathbf{n} dS. \quad (54)$$

Następnie pomijając występowanie sił od ciśnienia statycznego otrzymuje się:

$$\int_{S_1} \rho \mathbf{v} v_n dS + \int_{S_2} \rho \mathbf{v} v_n dS = - \int_{S_3} \tau_n \mathbf{n} dS - \int_{S_4} \tau_n \mathbf{n} dS. \quad (55)$$

Prawą stronę równania (55) można przekształcić do postaci:

$$- \int_{S_3} \tau_n \mathbf{n} dS - \int_{S_4} \tau_n \mathbf{n} dS = - \left(\int_{S_3} \tau_{nn} \mathbf{n} dS + \int_{S_3} \tau_{nt} \mathbf{t} dS \right) - \left(\int_{S_4} \tau_{nn} \mathbf{n} dS + \int_{S_4} \tau_{nt} \mathbf{t} dS \right). \quad (56)$$

Składowa τ_{nn} w równaniu (56) jest związana z ciśnieniem dynamicznym, natomiast składowa τ_{nt} związana jest z tarciem płynu o powierzchnię opływającą. Dla powierzchni S_4 składowa normalna τ_{nn} wynosi 0. Pomijając lepkość płynu oraz zakładając stałą gęstość otrzymujemy równanie (55) w postaci:

$$\rho \left(\int_{S_1} \mathbf{v} \mathbf{v}_n dS + \int_{S_2} \mathbf{v} \mathbf{v}_n dS \right) = - \left(\int_{S_3} \tau_{nn} \mathbf{n} dS + \int_{S_3} \tau_{nt} \mathbf{t} dS \right). \quad (57)$$

Prawa strona równania (57) to siła \mathbf{P} , z jaką ściany w wyodrębnionym obszarze działają na strugę płynu, stąd poszukiwana reakcja płynu na ściankę S_3 wynosi $\mathbf{R} = -\mathbf{P}$, czyli:

$$\rho \left(\int_{S_1} \mathbf{v} \mathbf{v}_n dS + \int_{S_2} \mathbf{v} \mathbf{v}_n dS \right) = -\mathbf{R}. \quad (58)$$

Uwzględniając zwroty normalnych do powierzchni S_1 i S_2 otrzymujemy:

$$\rho \left(\int_{S_2} \mathbf{v} dQ - \int_{S_1} \mathbf{v} dQ \right) = -\mathbf{R}. \quad (59)$$

Po scałkowaniu pozioma składowa reakcji działającej na element wzniosowy zaworu przyjmuje postać:

$$R_x = \rho Q (v_1 - v_2 \cos(\alpha)). \quad (60)$$

Zależność (60) jest wykorzystywana w obliczeniach zaworów [16], [19], [20], [21], [59]. Zależność ta uwzględnia zmianę pędu przepływającej strugi wyłącznie w obrębie gniazda elementu wzniosowego. Jak wykazały badania modelowe, przy wykorzystaniu analizy *CFD*, przedstawione w dalszej części pracy (rys. 39), zmiana kierunku przepływającej cieczy występuje również w obrębie kierownicy. Jednakże stosowanie przedstawionych zależności jest utrudnione ze względu na problemy z odpowiednim doбором powierzchni kontrolnej oraz określeniem wartości i kierunków prędkości w obrębie kierownicy. Zadanie to można efektywniej realizować wykorzystując metody *CFD*, w których reakcję płynu na ścianę sztywną określa się przy wykorzystaniu zależności:

$$\mathbf{R} = \int_S \tau_n \mathbf{n} dS \quad (61)$$

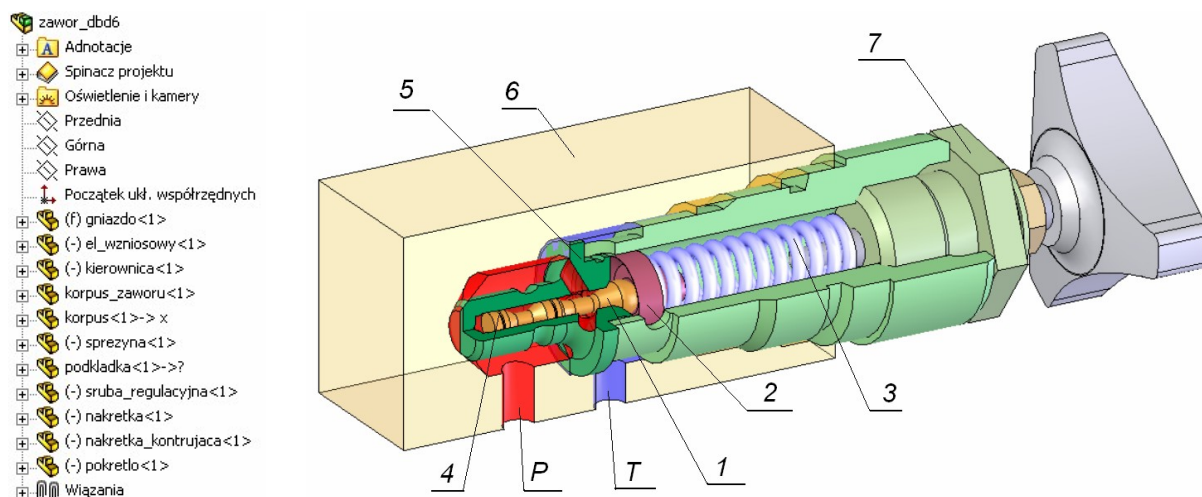
gdzie: S – rozpatrywana powierzchnia, τ_n – tensor naprężeń działających na rozpatrywaną powierzchnię, \mathbf{n} – wektor jednostkowy, normalny do rozpatrywanej powierzchni.

4. MODELOWANIE ZAWORU

4.1. Modelowanie geometrii

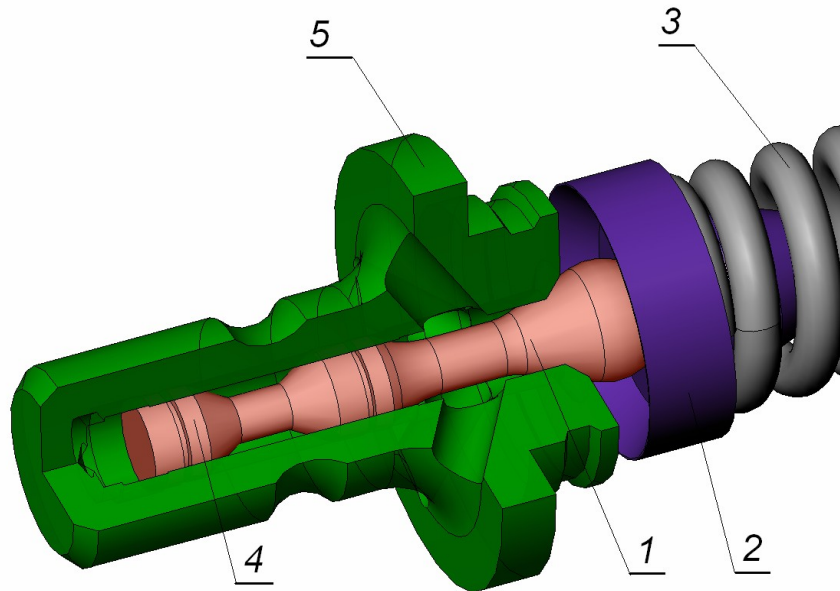
Współczesne systemy CAD 3D wykorzystują głównie technikę budowy modelu za pomocą operacji modelowania (ang. *features*). Takie podejście jest szczególnie dogodnie do modelowania zaworów hydraulicznych, które zwykle mają złożoną budowę. Technologia ta daje możliwość budowy obiektu z podstawowych operacji takich jak: wyciągnięcie proste, wyciągnięcie po krzywej, obrót wokół osi itp. Operacje tworzą hierarchiczną strukturę modelu. Poszczególne elementy tej struktury mogą być edytowane i parametryzowane. Do tego typu zaawansowanych systemów można zaliczyć: *Pro/Engineer*, *Unigraphics*, *CATIA*. Znaczna część zadań modelowania bryłowego może być realizowana przez programy mniej zaawansowane, takie jak: *SolidWorks*, *Inventor* czy *SolidEdge*. Rozszerzenie funkcjonalności tych programów można uzyskać dzięki zastosowaniu specjalizowanych modułów obliczeniowych, do wizualizacji, wytwarzania i wielu innych.

W pracy do budowy modelu 3D wykorzystano program *SolidWorks* ze względu na jego integrację z programem do analizy przepływów *COSMOSFloWorks*. Na rys. 32 zilustrowano w przekroju częściowym złożenie zaworu wykonane w module *Assembly*. Model ten jest sparametryzowany. Umożliwia szybką modyfikację geometrii. Na rys. 33 pokazano w powiększeniu najważniejszy zespół zaworu tj. zespół zamykający, który zbudowany jest z gniazda, elementu wzniosowego, kierownicy, tłumika i sprężyny.



Rys. 32. Model 3D zaworu maksymalnego, z lewej drzewo modelu;

1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – sprężyna, 4 – tłumik, 5 – gniazdo zaworu, 6 – korpus, 7 – mechanizm nastawy ciśnienia, P – wlot cieczy, T – wylot cieczy



Rys. 33. Model 3D zespołu zamykającego zaworu; 1 – element wzniosowy, 2 - kierownica, 3 – sprężyna, 4 – tłumik, 5 – gniazdo zaworu

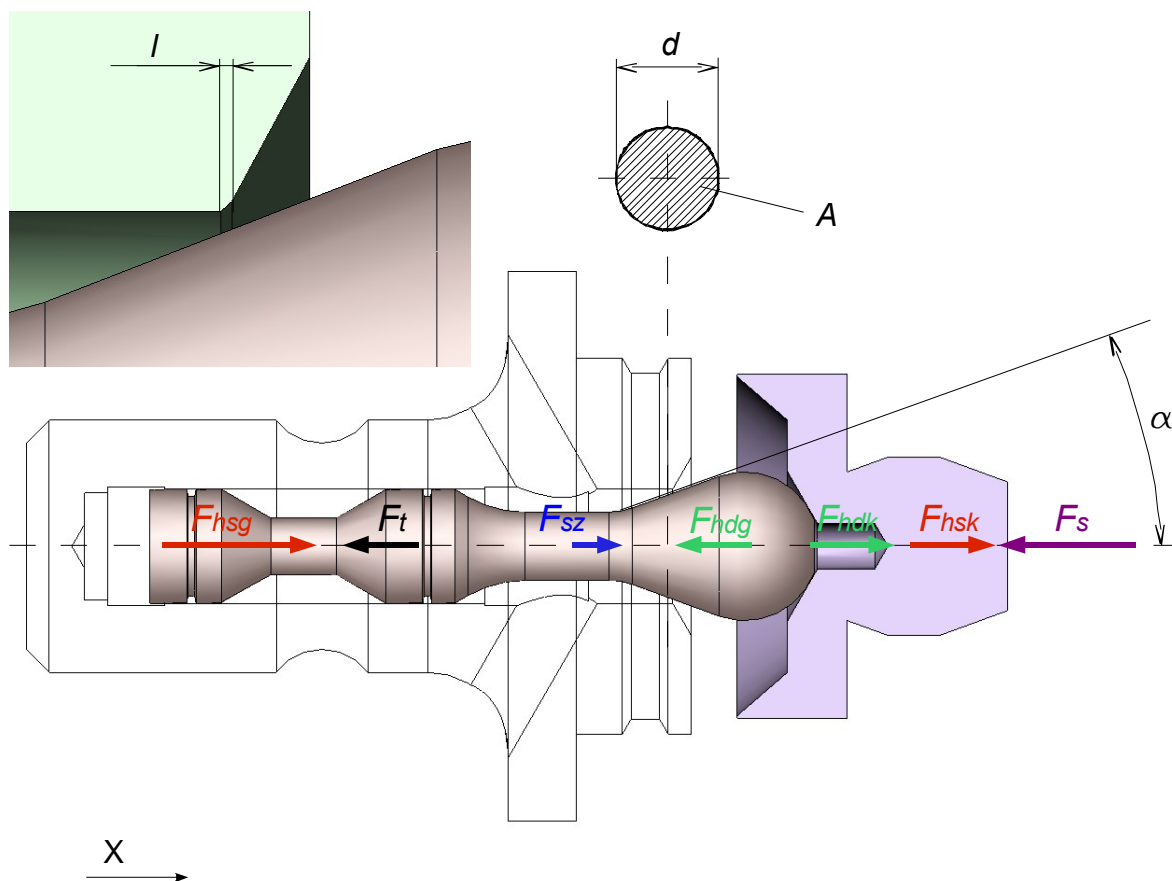
Zbudowany model zaworu został wielokrotnie wykorzystany do różnych zadań, m.in. do budowy dróg przepływowych dla analizy *CFD* oraz do modyfikacji konstrukcji. Nawiązuje on do większości stosowanych w hydraulice zaworów maksymalnych bezpośredniego działania z tłumikiem [16], [59]. Pokazany na rys. 33 tłumik 4 jest zintegrowany z elementem wzniosowym 1, na który oddziałuje kierownica 2, dociskana siłą sprężyny 3 do elementu wzniosowego.

4.2. Model zaworu o parametrach skupionych

Przystępując do budowy modelu zaworu o parametrach skupionych, podobnie jak w wielu pracach z tego zakresu [11], [31], [34], dokonano następujących założeń upraszczających:

- zawór znajduje się w warunkach równowagi termicznej,
- sprężyna zaworu posiada liniową charakterystykę,
- pomija się występowanie zjawisk falowych,
- siła tarcia lepkiego elementu wzniosowego jest proporcjonalna do jego prędkości,
- w modelu nie występuje tarcie suche,

- pominięto odkształcenia sprężyste elementów zaworu,
- w zaworze nie występują przecieki zewnętrzne i wewnętrzne.



Rys. 34. Siły działające na organy robocze zaworu

Dla analizowanego zaworu można wyszczególnić następujące siły, które działają na elementy robocze (rys. 34):

- siła hydrostatyczna działająca na element wzniosowy:

$$F_{hsg} = p_1 \cdot A, \quad (62)$$

- siła od ciśnienia w szczelinie:

$$F_{sz} = \pi \cdot p_1 \left[\left(\frac{d}{2} + l \sin(\alpha) \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right], \quad (63)$$

- siła sprężyny:

$$F_s = k_s x + F_{s0}, \quad (64)$$

- siła tarcia lepkiego:

$$F_t = k_\mu \frac{dx}{dt}. \quad (65)$$

Zatem równanie ruchu przyjmie postać:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_t + F_{hdg} + F_s = F_{hsg} + F_{hsk} + F_{sz} + F_{hdk}. \quad (66)$$

Przyjmując, że na wejściu do zaworu występuje objętościowe natężenie przepływu Q_1 a na wyjściu Q_2 , bilans natężeń przepływu można zapisać równaniem:

$$Q_1 - Q_2 = A \frac{dx}{dt} + \frac{V}{B} \frac{dp_1}{dt}, \quad (67)$$

gdzie: m – sumaryczna masa elementów roboczych zaworu powiększona o $\frac{1}{3}$ masy sprężyny oraz masę przyłączonej objętości cieczy, k_μ – współczynnik tarcia kinematycznego, k_s – współczynnik sztywności sprężyny, F_{s0} – siła wstępnego napięcia sprężyny, ρ – gęstość cieczy, α – $\frac{1}{2}$ kąta rozwarcia stożka elementu wzniosowego, l – długość tworzącej stożkowego gniazda zaworu, d – średnica elementu wzniosowego, p_1 – ciśnienie na wejściu do zaworu, A – powierzchnia czynna elementu wzniosowego, na którą działa ciśnienie p_1 , V – objętość linii pompa - zawór, B – zastępczy moduł sprężystości objętościowej.

Dla rozwiązania układu równań (66) – (67), niezbędne jest wyznaczenie sił hydrostatycznego i hydrodynamicznego oddziaływania cieczy na ruchome elementy zaworu. W tym celu zostanie przeprowadzona obszerna analiza metodą *CFD*. Zarówno w analizie *CFD* jak i w badaniach doświadczalnych dogodnie jest operować sumarycznymi siłami hydraulicznymi [21], zdefiniowanymi w następujący sposób:

- sumaryczna siła działająca na element wzniosowy F_{hw} :

$$F_{hw} = F_{hsg} - F_{hdg} + F_{sz}, \quad (68)$$

- sumaryczna siła działająca na kierownicę zaworu F_{hk} :

$$F_{hk} = F_{hsk} + F_{hdk}. \quad (69)$$

4.3. Modelowanie zaworu metodą *CFD*

4.3.1. Etapy budowy modelu *CFD*

Analiza zaworu metodą *CFD* jest wieloetapowym procesem wymagającym wykonania następujących czynności:

1. Wyodrębnienia z modelu geometrycznego obszaru obliczeniowego.
2. Wykonania modelu kanałów przepływowych.
3. Wygenerowania siatki na podstawie geometrii kanałów przepływowych.
4. Zdefiniowania warunków brzegowych, określenie rodzaju przepływu oraz parametrów przepływającej cieczy.
5. Określenia warunków prowadzenia analizy numerycznej.

4.3.2. Założenia wykorzystane w analizie *CFD*

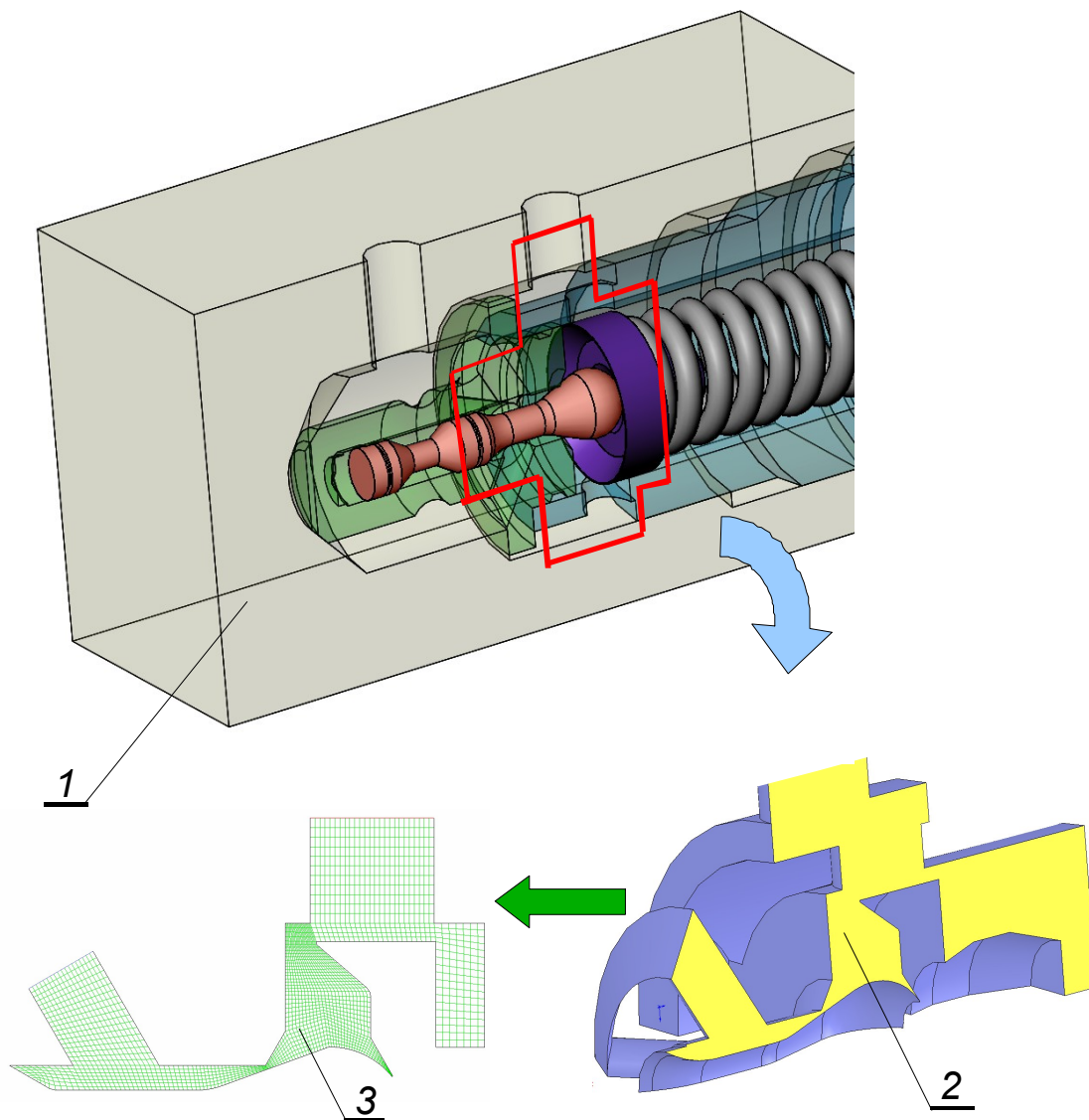
Analizę *CFD* zaworu maksymalnego wykonywano przy następujących założeniach:

- ciecz robocza jest nieściśliwa,
- właściwości cieczy są stałe,
- model znajduje się w warunkach równowagi termicznej,
- przepływ cieczy odbywa się w zakresie liczb *Reynoldsa* od 10 do 5800,
- przepływ cieczy jest przepływem turbulentnym,
- modele turbulencji zawierają standardową definicję opisu warstwy przyściennej,
- pominięto chropowatość elementów zaworu,
- współosiowość elementu wzniosowego, kierownicy i gniazda zaworu,
- brak poślizgu cieczy przy opływie elementów zaworu,
- współczynnik lepkości dynamicznej równy $\mu=0.045 \text{ N} \frac{\text{s}}{\text{m}^2}$,
- gęstość cieczy wynosi $\rho=900 \text{ kg/m}^3$.

4.3.3. Model dwuwymiarowy

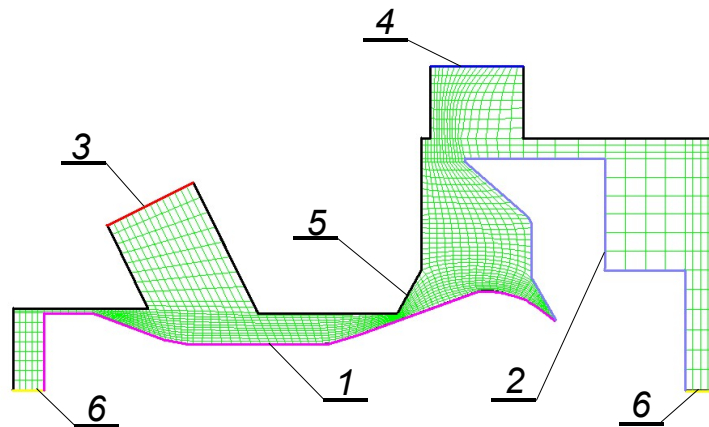
W pracy w pierwszej kolejności wykonano analizę *CFD* dla modelu osiowosymetrycznego. Przy jego budowie wykonano rodzinę modeli bryłowych dla różnych położenia elementów roboczych. Z modelu 3D (rys. 35 – 1) wyodrębniono obszar będący przedmiotem analizy zawierający kanały przepływowe (rys. 35 – 2). Na

tym etapie pracy wykonywano model płaski, korzystając z wyodrębnionego obszaru, będącego trójwymiarowym modelem geometrycznym dróg przepływowych.



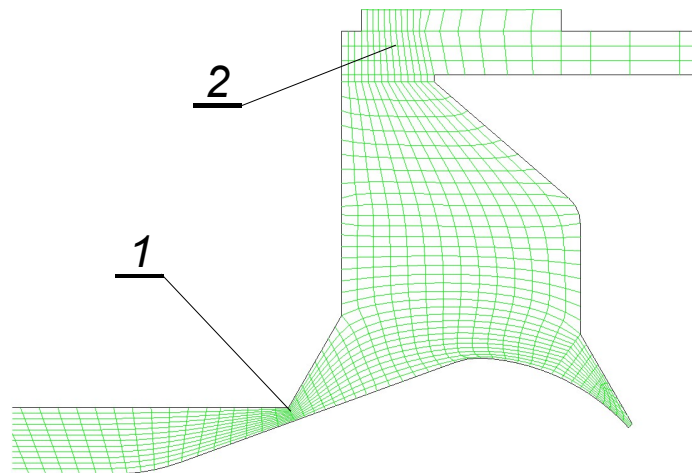
Rys. 35. Wyodrębniony z modelu geometrycznego obszar analizy; 1 – model 3D zaworu, 2 – wyodrębniony model 3D dróg przepływowych, 3 – siatka modelu płaskiego

Kolejnym etapem analizy *CFD* było wykonanie modelu dyskretnego. W tym celu wykorzystano model dróg przepływowych, na podstawie którego wygenerowano siatkę. Model dyskretny, jak również zadeklarowanie odpowiednich warunków brzegowych dla poszczególnych składników modelu, wykonano w preprocesorze *Gambit* (rys. 36). Następnie wykorzystano go w programie *Fluent*, gdzie zdefiniowano odpowiednie warunki brzegowe oraz określono parametry analizy (przepływ osiowosymetryczny, model turbulencji, właściwości cieczy roboczej, itd.).



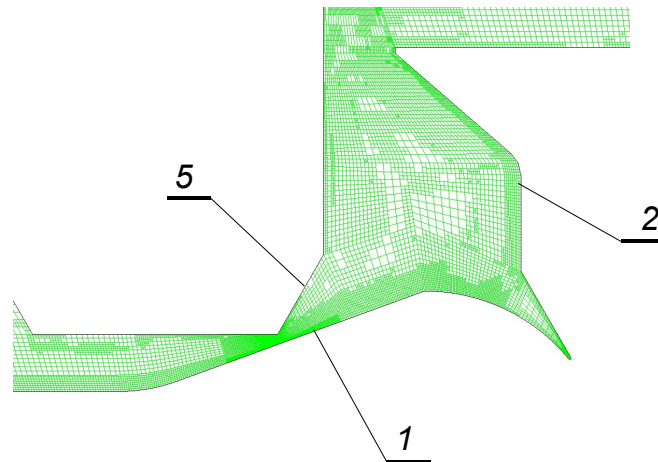
Rys. 36. Warunki brzegowe osiowosymetrycznego modelu dyskretnego zaworu wykonanego w programie *Gambit*; 1 – ściany elementu wzniosowego, 2 – ściany kierownicy, 3 – wlot (objętościowe natężenie przepływu), 4 – wylot (ciśnienie statyczne), 5 – ściany gniazda zaworu, 6 – oś obrotu

Wykonując siatkę regularną uzyskano automatyczne zagęszczenie siatki w miejscach modelu, w których występują zmiany przekroju drogi przepływowej (rys. 37). Zagęszczenie siatki uzyskano w miejscach istotnych dla analizowanych zjawisk, a więc w obszarze szczeliny dławiącej oraz na wyjściu z kierownicy zaworu.



Rys. 37. Miejsca zagęszczenia siatki; 1 – szczelina zaworu, 2 – wyjście z kierownicy zaworu

Zdefiniowano następujące warunki brzegowe: na wlocie do zaworu ciśnienie statyczne równe ciśnieniu panującemu w układzie, a na wylocie ciśnienie statyczne odpowiadające ciśnieniu linii zlewowej. Do analizy wybrano model turbulencji *RSM* (ang. *Reynolds Stress Model*). Korzystając z możliwości programu *Fluent*, dokonano modyfikacji siatki wykorzystując różne kryteria adaptacyjne, głównie gradientowe, gdzie parametrem decydującym był gradient prędkości przepływającej cieczy. Przykładowy model uzyskany po adaptacji siatki przedstawiono na rys. 38.

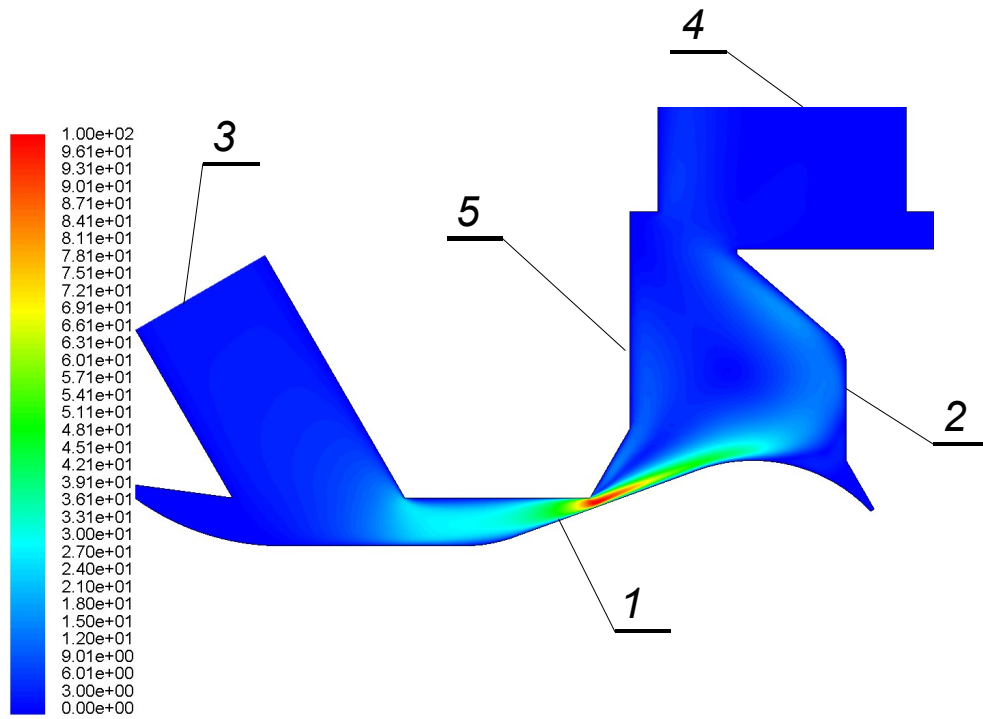


Rys. 38. Model dyskretny zaworu po przeprowadzonej adaptacji siatki;
1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo

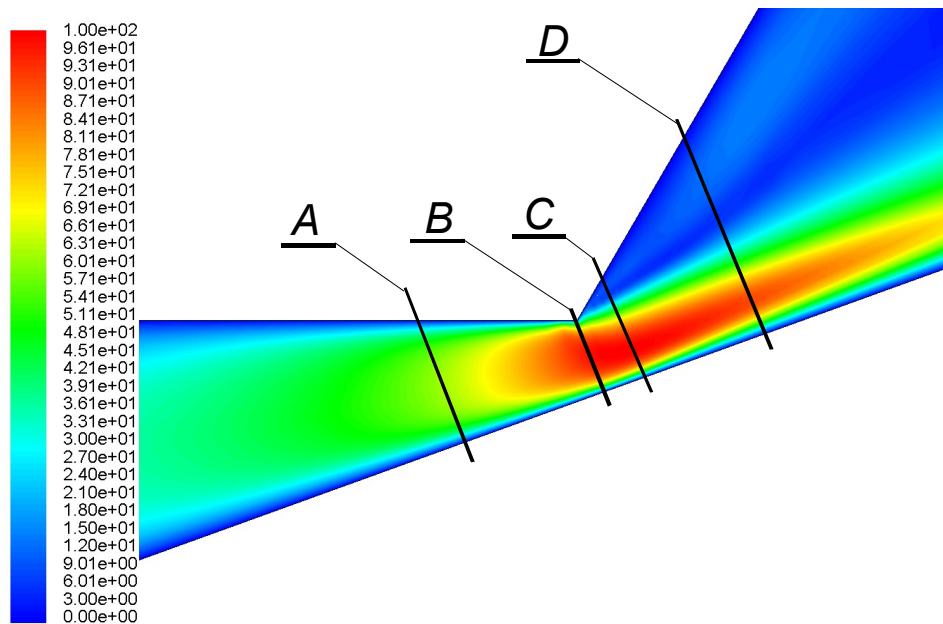
Jak wynika z rys. 38, adaptacja siatki spowodowała jej zagęszczenie przy elemencie wzniosowym oraz przy kierownicy zaworu. Przed procesem adaptacji model dyskretny składał się z 2357 komórek czworokątnych, a po adaptacji z 9645.

Przeprowadzona analiza *CFD* pozwoliła uzyskać informacje na temat rozkładów prędkości przepływającej cieczy, rozkładu ciśnienia, intensywności turbulencji, wartości sił działających na elementy zaworu oraz zlokalizować miejsca powstawania lokalnych zawirowań strugi cieczy. Badania przeprowadzono przy różnych wartościach objętościowego natężenia przepływu oraz dla różnych położań elementów roboczych. Na rys. 39 przedstawiono rozkład prędkości przepływającej cieczy dla następujących parametrów: otwarcie zaworu $x=0.65$ mm, objętościowe natężenie przepływu $Q=16.27$ dm³/min.

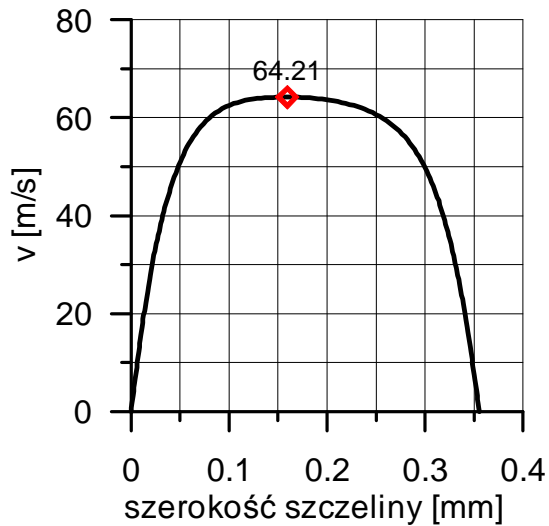
Dla takich parametrów przepływu maksymalna wartość prędkości cieczy w szczelinie sterującej wynosi 100 m/s, natomiast na powierzchni czołowej kierownicy 32 m/s. Na rys. 40 przedstawiono rozkład prędkości w obszarze szczeliny zaworu. Wyróżniono cztery charakterystyczne przekroje, oznaczone literami *A*, *B*, *C* i *D*, gdzie *A* – przekrój przed szczeliną, *B* – w szczelinie, *C* i *D* – za szczeliną. Rozkłady prędkości w zaznaczonych przekrojach przedstawiono na rys. 41 – 44. Profil prędkości zmienia się w zależności od płaszczyzny przekroju strugi. W największym miejscu szczeliny (przekrój *B*, rys. 41) występuje rozkład prędkości zbliżony do przedstawianych w literaturze dla przepływu turbulentnego. Za szczeliną następuje zmiana kształtu profilu prędkości (rys. 43). Szczególnie w przekroju *D* (rys. 44) można zauważyć wyraźnie, że przy rozszerzaniu się kanału przepływowego, występuje wzrost prędkości w pobliżu ściany elementu wzniosowego.



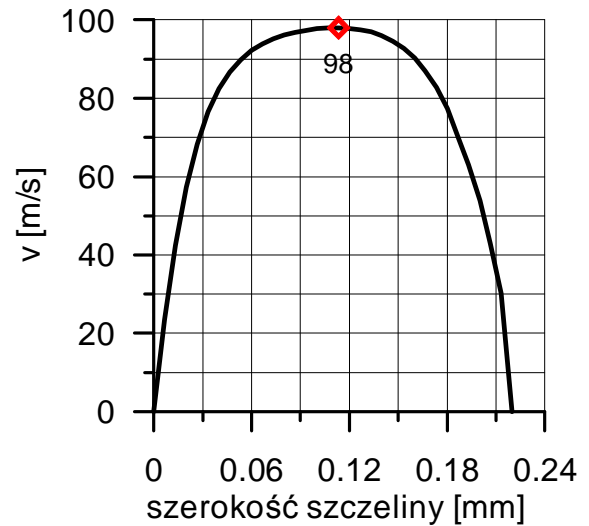
Rys. 39. Rozkład prędkości (m/s) dla otwarcia zaworu $x = 0.65$ mm i objętościowego natężenia przepływu czynnika roboczego $Q = 16.27$ dm³/min; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo



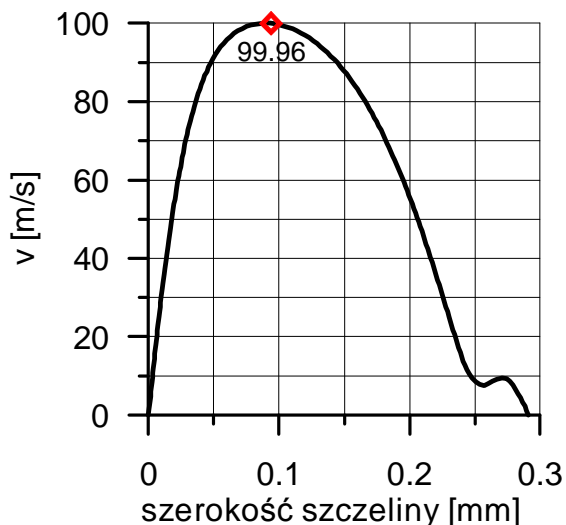
Rys. 40. Rozkład prędkości w szczelinie (m/s)



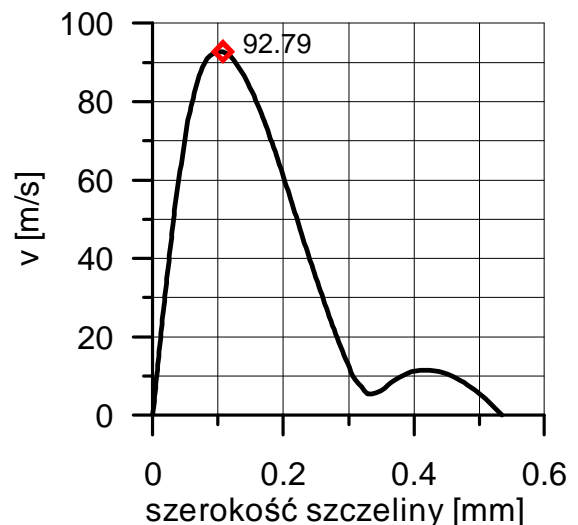
Rys. 41. Profil prędkości w przekroju A



Rys. 42. Profil prędkości w przekroju B

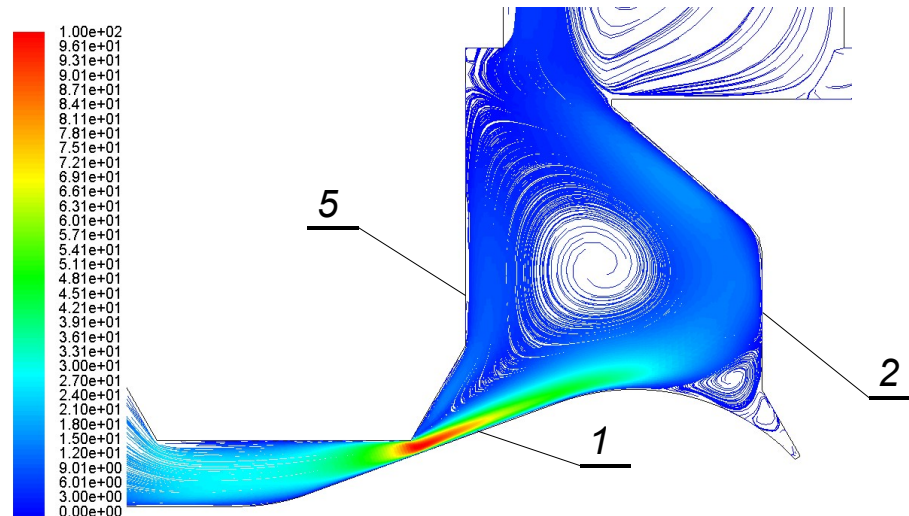


Rys. 43. Profil prędkości w przekroju C



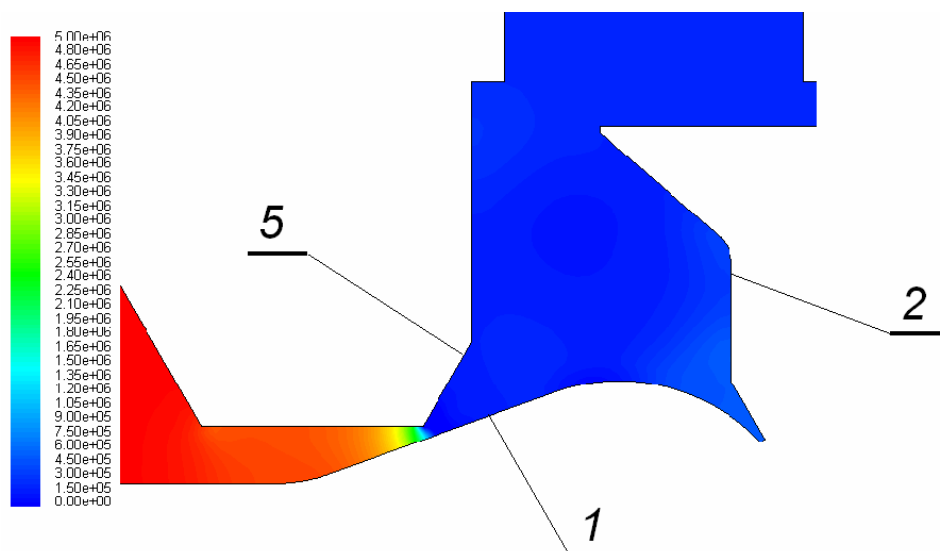
Rys. 44. Profil prędkości w przekroju D

Z rys. 45 przedstawiającego linie prądu przepływającej cieczy wynika, że przed szczeliną sterującą linie prądu są równoległe do ścian elementów zaworu, natomiast za szczeliną kształt linii prądu wskazuje powstawanie obszaru wirowego, podobnie jak w obszarze pomiędzy elementem wzniosowym i kierownicą. Kształt kierownicy powoduje także powstawanie zawirowania strugi przy wejściu do kanału wylotowego.



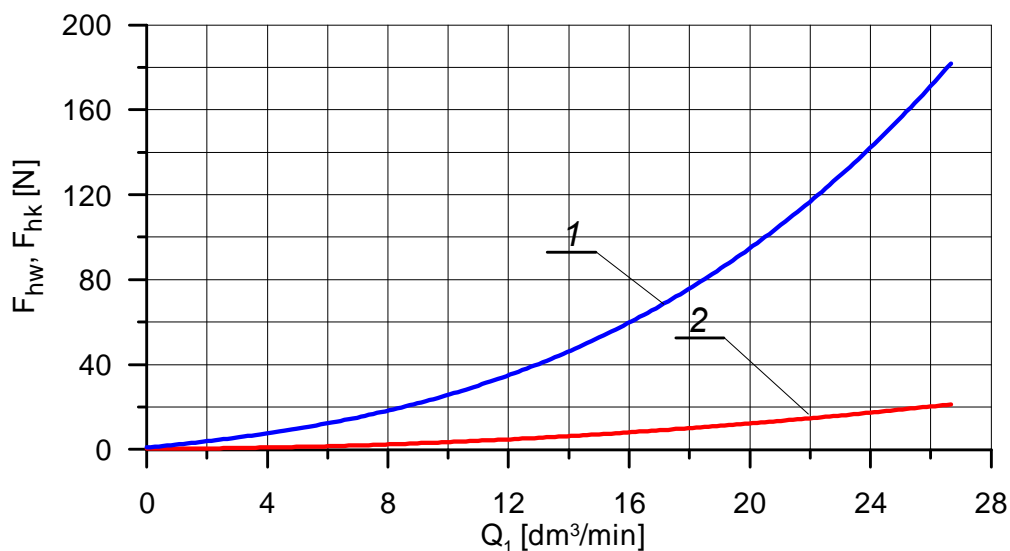
Rys. 45. Linie prądu przepływającej cieczy; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo

Na rys. 46 przedstawiono rozkład ciśnienia w analizowanym obszarze. Na wejściu do zaworu występuje ciśnienie 5 MPa. Za szczeliną dławiącą, w komorze utworzonej przez gniazdo zaworu i kierownicę występuje nierównomierny spadek ciśnienia. W pobliżu krawędzi gniazda zaworu ciśnienie spada do niskich wartości, co może prowadzić do powstawania zjawiska kawitacji. Rozkład ciśnienia wzdłuż ściany kierownicy jest także nierównomierny, co ma wpływ na wartości siły hydrostatycznej działającej na kierownicę. Analizując literaturę z zakresu napędu i sterowania hydraulicznego, nie napotkano na tematykę uwzględniania nierównomiernego rozkładu ciśnienia na elementy wzniosowe zaworów hydraulicznych.



Rys. 46. Rozkład ciśnienia w szczelinie dławiącej zaworu; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo

Korzystając z możliwości programu *Fluent* wyznaczono wartości sił hydraulicznych F_{hw} (68) i F_{hk} (69) działających na powierzchnie elementu wzniosowego i kierownicy w funkcji objętościowego natężenia przepływu (rys. 47). Zależności przedstawione na tym rysunku uzyskano dla otwarcia zaworu $x=0.65$ mm. Jak z niego wynika, siła F_{hk} działająca na kierownicę osiąga wartości od kilku do kilkunastu procent siły F_{hw} , oddziaływującej na element wzniosowy dla badanego zakresu objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 47. Wykresy sił F_{hw} i F_{hk} na elemencie wzniosowym i kierownicy dla otwarcia $x=0.65$ mm w funkcji objętościowego natężenia przepływu; 1 – F_{hw} , 2 – F_{hk}

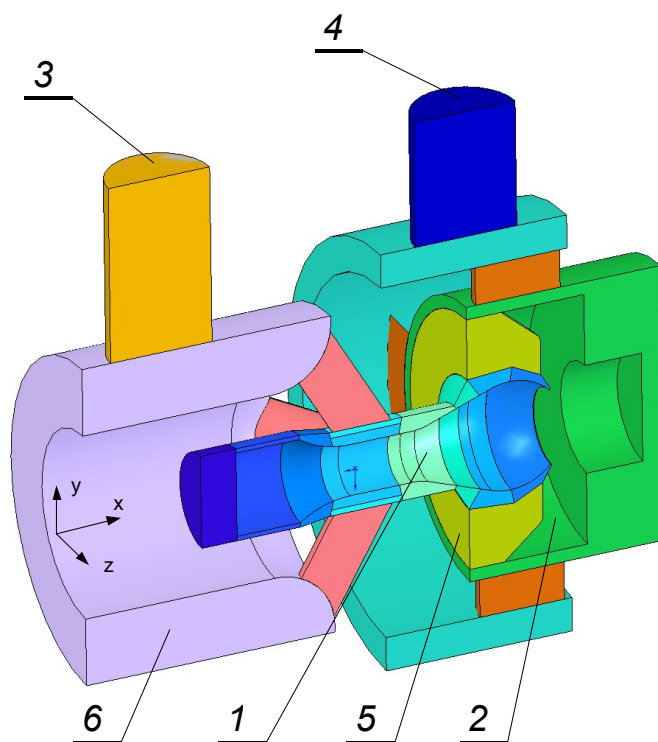
4.3.4. Model trójwymiarowy

Oprócz analiz dla modelu płaskiego, osiowosymetrycznego w programie *Fluent* przeprowadzono również analizy modeli trójwymiarowych. Podobnie jak dla modelu płaskiego prowadzono analizy w stanie ustalonym. Dla skrócenia czasu obliczeń zastosowano uproszczenie, polegające na wykorzystaniu symetrii modelu geometrycznego (rys. 48). W płaszczyźnie symetrii zdefiniowano następujące warunki

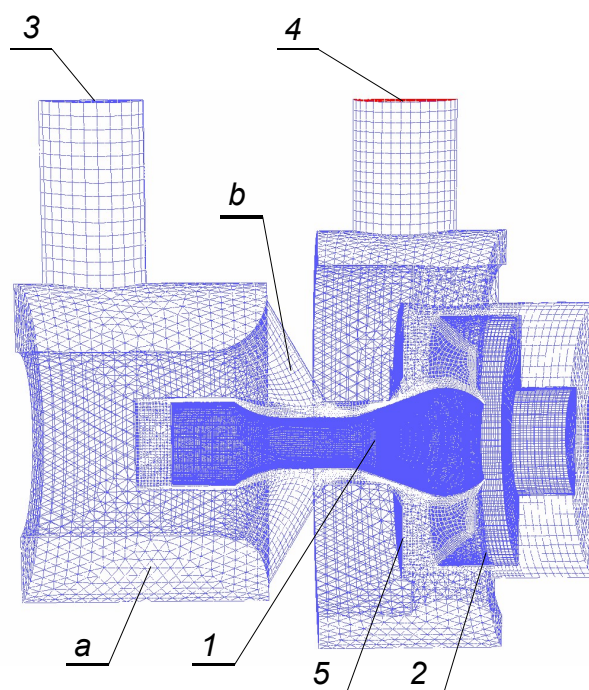
$$\text{brzegowe: } \frac{\partial u}{\partial z} \neq 0, \frac{\partial v}{\partial z} \neq 0, \frac{\partial w}{\partial z} = 0,$$

gdzie u , v , w oznaczają odpowiednio składowe prędkości cieczy na kierunkach x , y , z .

Do wygenerowania trójwymiarowego modelu dyskretnego zastosowano program *Gambit*. Na rys. 49 przedstawiono siatkę modelu dyskretnego z zaznaczonymi warunkami brzegowymi.



Rys. 48. Trójwymiarowy model zaworu wykorzystany do analizy trójwymiarowej z zaznaczonym podziałem na podobszary służące do generowania siatki; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo, 6 – płaszczyzna symetrii

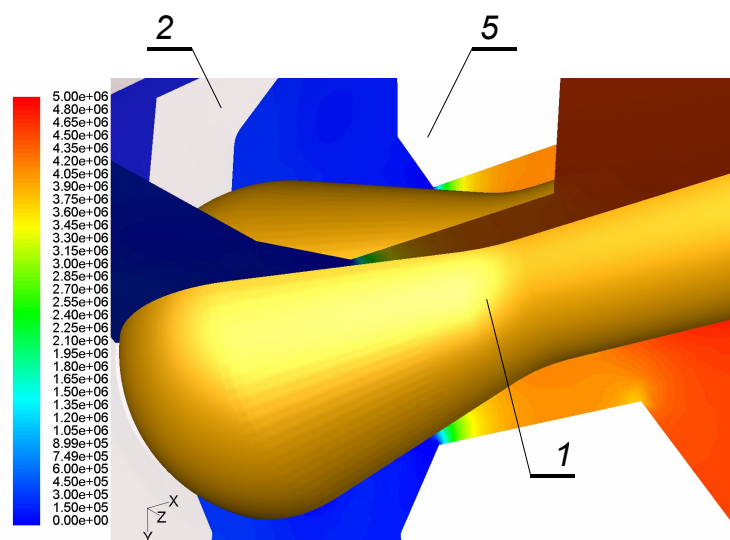


Rys. 49. Dyskretny model trójwymiarowy; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo, a – komórki w kształcie ostrosłupów, b – komórki prostopadłościene

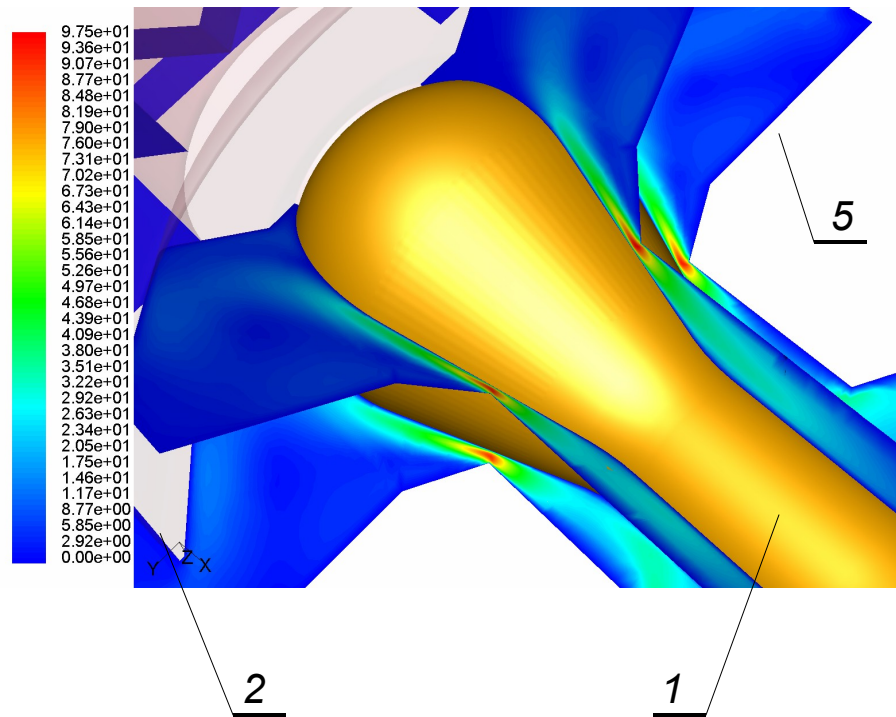
Dla oceny przydatności płaskiego modelu osiowosymetrycznego przeprowadzono obliczenia w modelu trójwymiarowym dla identycznych danych (otwarcie $x = 0.65$ mm, ciśnienie na wlocie $p_1 = 5$ MPa). Przedstawiony na rys. 49 model dyskretny zawiera łącznie 256378 komórek prostokątnych oraz ostrosłupów o podstawie czworokątnej i trójkątnej. Obliczenia były przeprowadzane również z zastosowaniem adaptacji siatki, co doprowadziło do wzrostu liczby komórek do wartości 448953. Obliczenia wykonano w Akademickim Centrum Obliczeniowym *Cyfronet* w Krakowie na komputerze *HP Integrity Superdome* w następującej konfiguracji:

- 8 procesorów *Intel Itanium 2* z zegarem 1.5 GHz,
- pamięć operacyjna: 8 GB,
- pamięć dyskowa: 2094 GB,
- moc obliczeniowa: 48 GFLOPS.

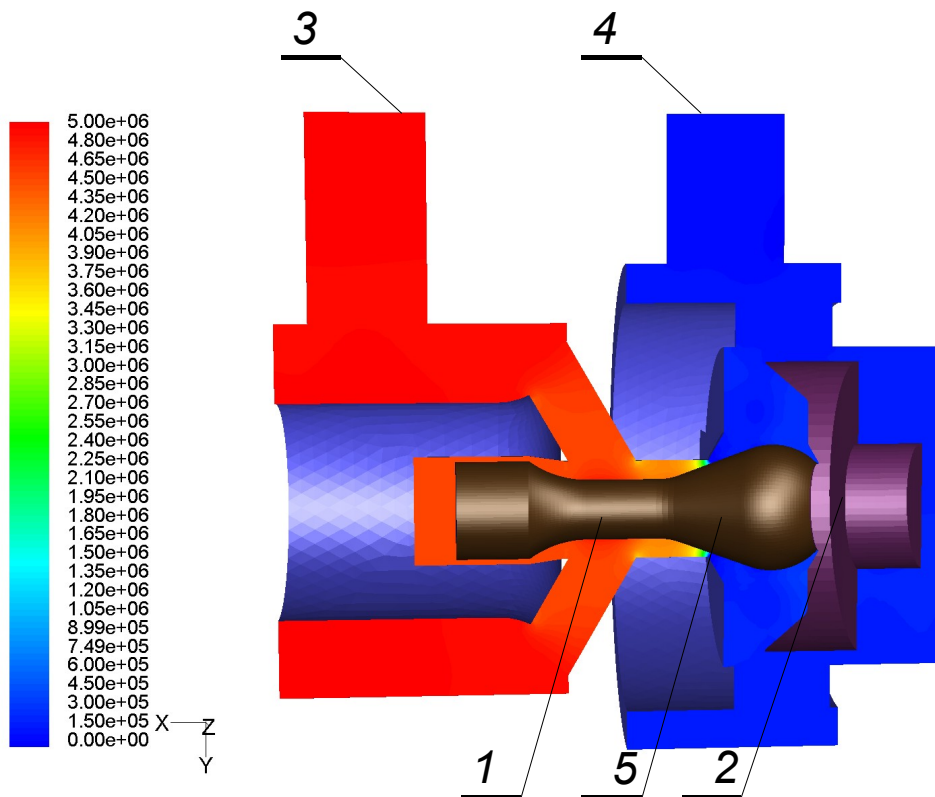
Mimo użycia komputera o mocy obliczeniowej znacznie przewyższającej moc komputera klasy PC (z procesorem P4 HT 3 GHz, moc obliczeniowa ok. 9 GFLOPS) pojedynczy proces obliczeń wynosił kilka godzin i występowały problemy z adresowaniem pamięci komputera podczas adaptacji siatki. Na rys. 50 przedstawiono rozkład ciśnienia w różnych płaszczyznach w widoku izometrycznym. Dla porównania z modelem osiowosymetrycznym, przedstawiono rozkład ciśnienia w płaszczyźnie symetrii (rys. 52). Porównując wyniki uzyskane dla modelu płaskiego (rys. 46) z wynikami przedstawionymi na rys. 52, można zauważyć mniejsze wartości ciśnienia statycznego w komorze suwaka. Podobnie jak w modelu płaskim występuje lokalny spadek ciśnienia za szczeliną sterującą.



Rys. 50. Rozkład ciśnienia w płaszczyźnie symetrii oraz w płaszczyźnie prostopadłej do niej; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo



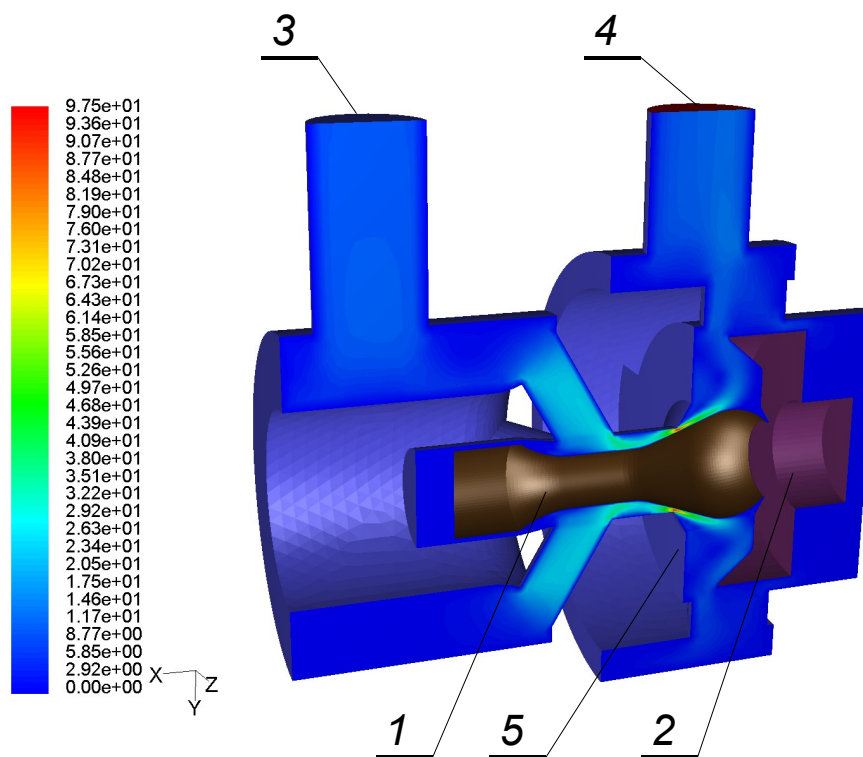
Rys. 51. Rozkład prędkości w płaszczyźnie symetrii oraz w płaszczyźnie prostopadłej do niej; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo



Rys. 52. Rozkład ciśnienia w płaszczyźnie symetrii modelu 3D; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo

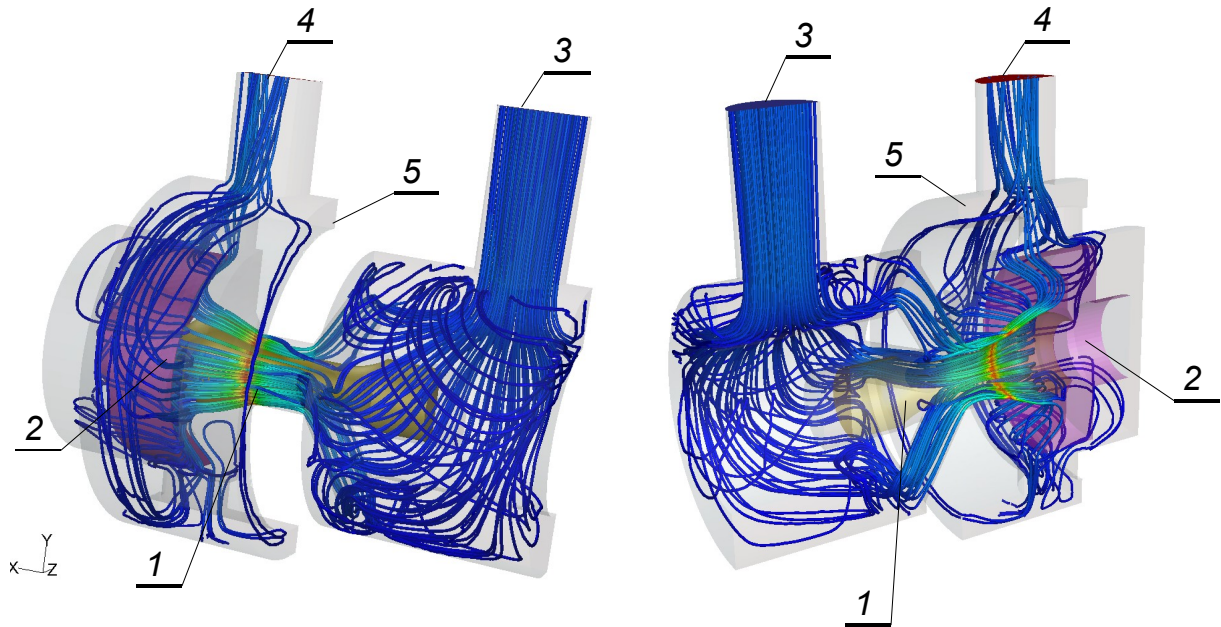
Porównując prędkości przepływu cieczy pomiędzy modelami dwu i trójwymiarowymi (w płaszczyźnie symetrii), zaobserwowano podobny ich rozkład. Analiza rozkładu prędkości przepływającej cieczy w szczelinie potwierdziła dużą zgodność obu modeli, co do wartości prędkości maksymalnej, która dla modelu dwuwymiarowego (rys. 39), wynosiła $v_{max_2D} = 99.96$ m/s, podczas gdy dla trójwymiarowego $v_{max_3D} = 97.5$ m/s (rys. 53).

Dokonano także analizy rozkładów prędkości w przekrojach prostopadłych do osi zaworu. Na rys. 55a pokazano rozkłady prędkości w płaszczyźnie za kanałami dolotowymi do komory elementu wzniosowego. Jak wynika z tego rysunku, rozkład prędkości nie jest osiowosymetryczny. Na rys. 55b przedstawiono rozkład prędkości przed szczeliną sterującą. W tym przypadku rozkład prędkości jest zbliżony do osiowosymetrycznego. Z kolei rys 55c przedstawia rozkład prędkości w szczelinie sterującej. Rys. 55d przedstawia rozkład prędkości za szczeliną sterującą. W obu przypadkach rozkłady prędkości są zbliżone do osiowosymetrycznego.

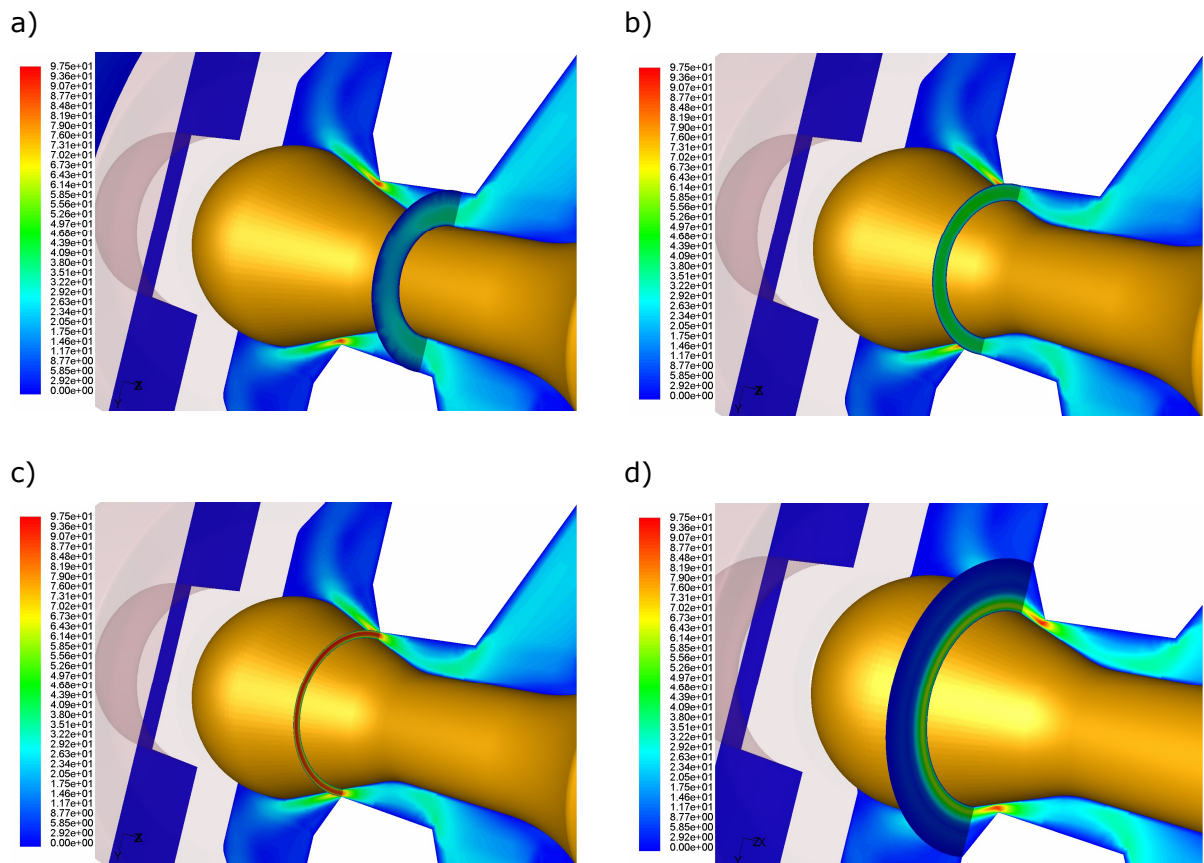


Rys. 53. Rozkład prędkości w płaszczyźnie symetrii; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo

Na rys. 54 przedstawiono linie prądu dla modelu trójwymiarowego.

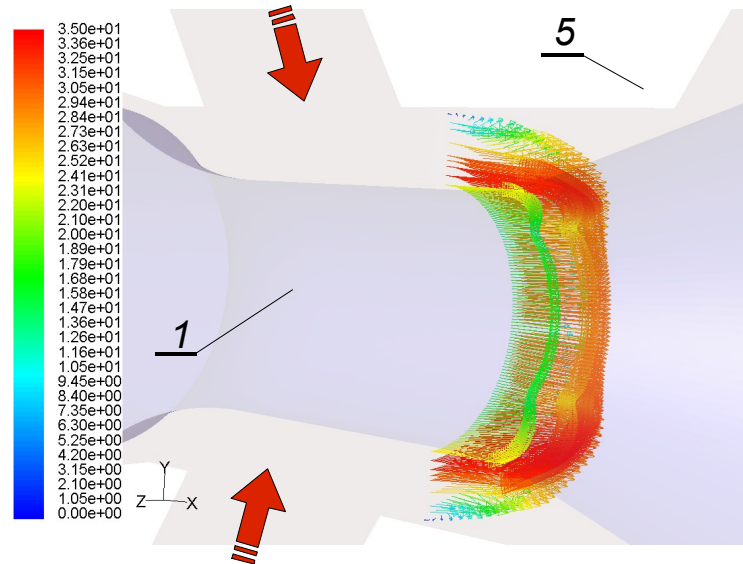


Rys. 54. Linie prądu; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo



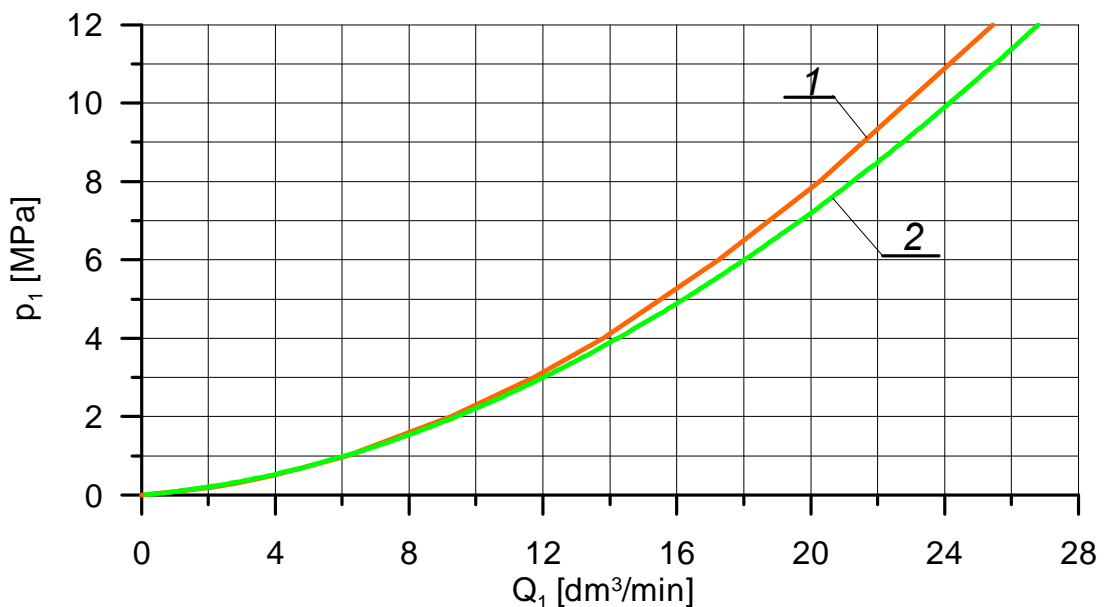
Rys. 55. Rozkład prędkości; a – za kanałami dolotowymi do komory elementu wzniosowego, b – przed krawędzią sterującą, c – w płaszczyźnie krawędzi sterującej, d – za szczeliną sterującą

Dla zobrazowania nierównomiernego rozkładu prędkości (rys. 55a) przedstawiono wektory prędkości (rys. 56).

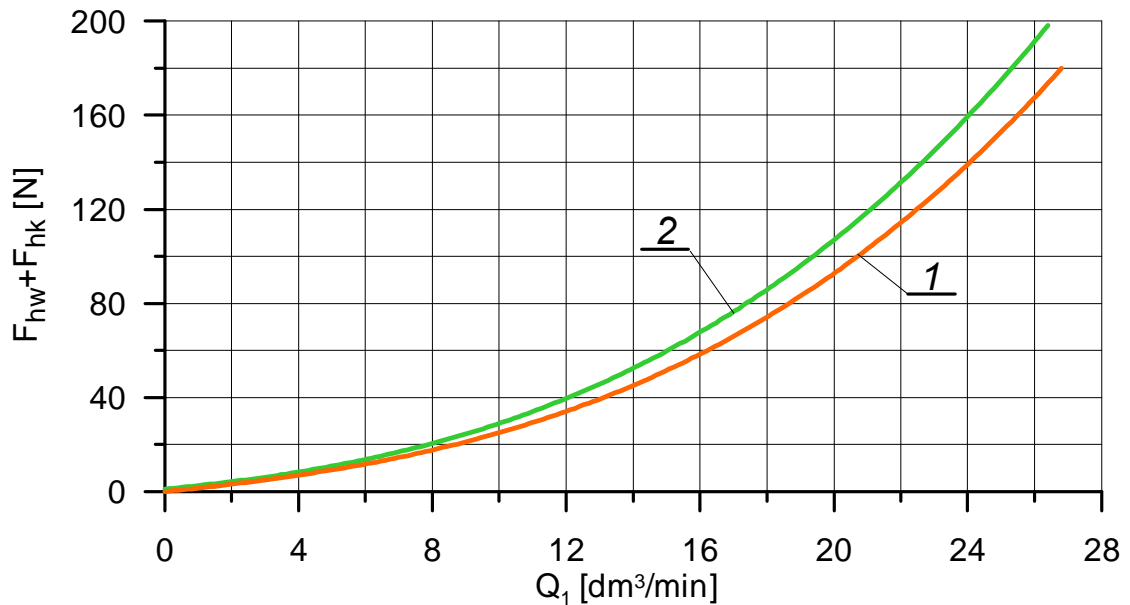


Rys. 56. Wektorowy rozkład prędkości; 1 –element wzniosowy, 5- gniazdo

Na rys. 57 przedstawiono porównanie wartości oporu przepływu uzyskanych dla modelu dwu i trójwymiarowego. Jak z niego wynika charakter uzyskanych krzywych jest zbliżony, natomiast występują różnice co do wartości, które wynoszą od kilku do kilkunastu procent. Mimo to badania na modelu osiowoosymetrycznym pozwoliły na uzyskanie wielu cennych informacji. Przy analizie sił hydraulicznych również wystąpiły różnice co do wartości (rys. 58). Dla analizowanego zakresu objętościowego natężenia przepływu, różnice nie przekroczyły 11 %.

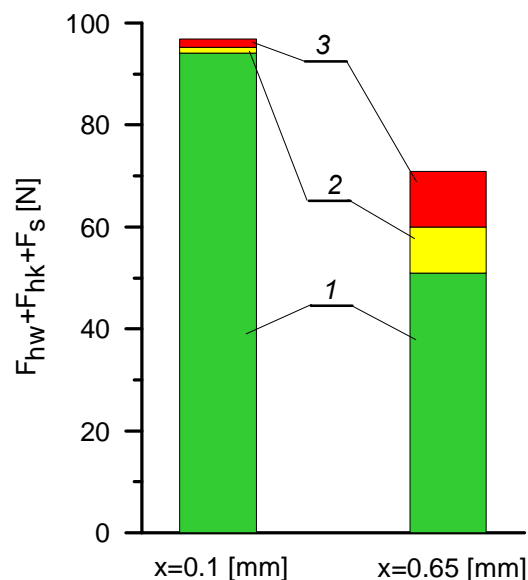


Rys. 57. Porównanie oporu przepływu wyznaczonego na modelu 2D i 3D dla otwarcia $x = 0.65$ mm; 1 – model 3D, 2 – model 2D

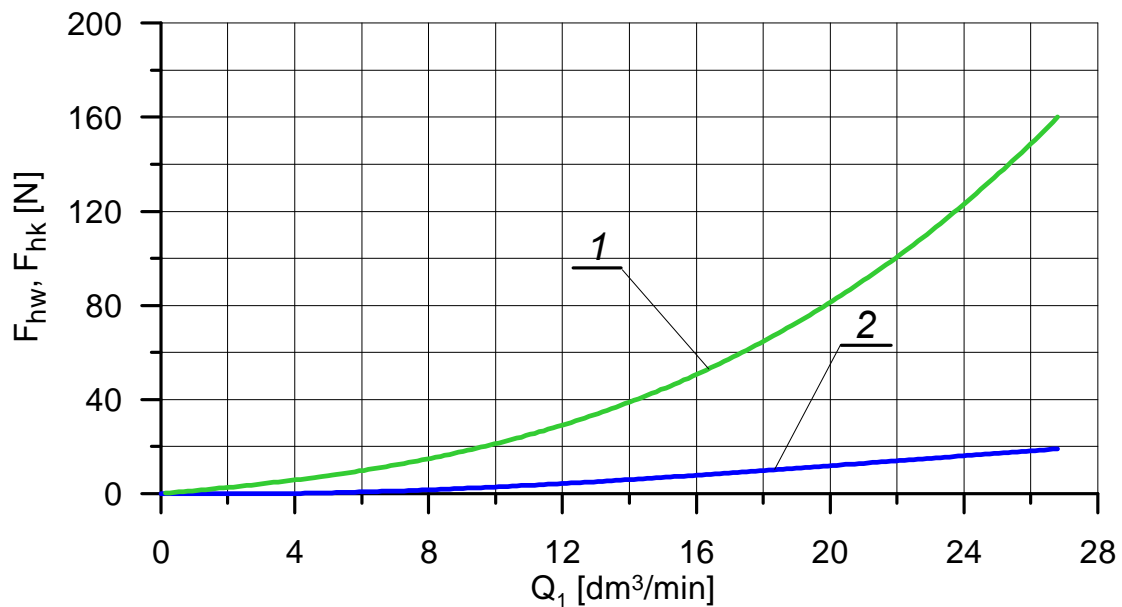


Rys. 58. Porównanie sił hydraulicznych ($F_{hw} + F_{hk}$) wyznaczonych na modelu 2D i 3D dla otwarcia $x = 0.65$ mm; 1 – model 3D, 2 – model 2D

Wykorzystując wyniki analizy *CFD* dla otwarcia $x=0.1$ mm oraz $x=0.65$ mm, można przedstawić strukturę sił działających na elementy robocze zaworu w postaci wykresu słupkowego (rys. 59). Porównanie było wykonane dla jednakowego ciśnienia na wejściu do zaworu $p_1=5$ MPa, co odpowiada wartości objętościowego natężenia przepływu, odpowiednio $Q=1.1$ dm³/min dla otwarcia $x=0.1$ mm oraz $Q=16.2$ dm³/min dla otwarcia $x=0.65$ mm. Siłę sprężyny obliczono dla sztywności $k_s=16$ N/mm bez uwzględnienia siły napięcia wstępnego.



Rys. 59. Porównanie wartości sił działających na elementy zaworu przy otwarciu zaworu $x = 0.1$ mm oraz $x = 0.65$ mm dla modelu 3D; 1 – F_{hw} , 2 – F_{hk} , 3 – F_s



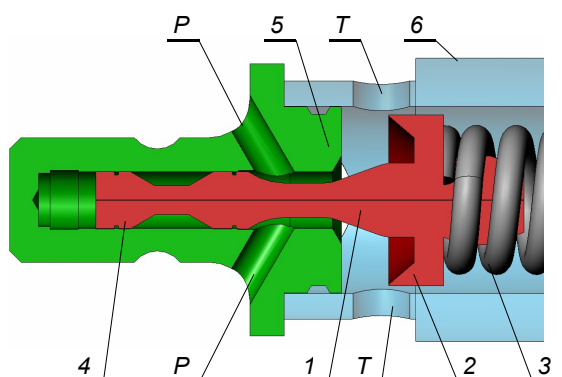
Rys. 60. Siły działające na elementy zaworu obliczone na modelu 3D; 1 – F_{hw} , 2 – F_{hk}

Jak wynika z przedstawionego rysunku, znaczący udział w bilansie sił działających na elementy zaworu ma siła hydrauliczna kierownicy F_{hk} .

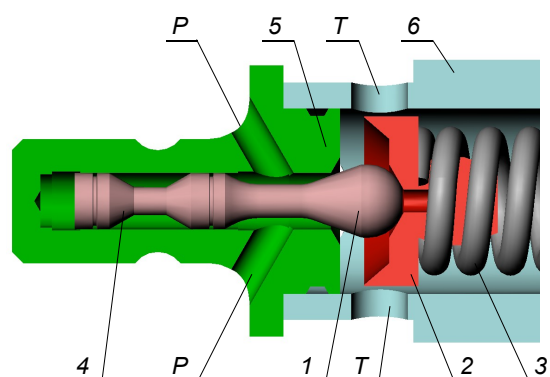
5. WPŁYW GEOMETRII ELEMENTÓW ZAWORU NA WARTOŚĆ SIŁ HYDRAULICZNYCH

5.1. Rozwiązania konstrukcyjne połączenia elementu wzniosowego i kierownicy

W zaworach maksymalnych występują rozwiązania konstrukcyjne, w których elementy robocze zaworu (element wzniosowy i kierownica) są wykonywane jako jedna część (rys. 61) lub jako elementy rozłączne (rys. 62). Argumentem przemawiającym za stosowaniem rozwiązania, polegającego na rozdzieleniu tych elementów, są względy technologiczne. W tej części pracy podjęto zadanie oceny wpływu różnic konstrukcyjnych na zjawiska występujące podczas przepływu cieczy przez zawór. Przeprowadzono analizę *CFD* dla obu wariantów konstrukcyjnych i dokonano oceny wpływu różnic konstrukcyjnych na charakter zjawisk przepływowych. Analizę porównawczą przeprowadzono dla modelu płaskiego, osiowosymetrycznego.



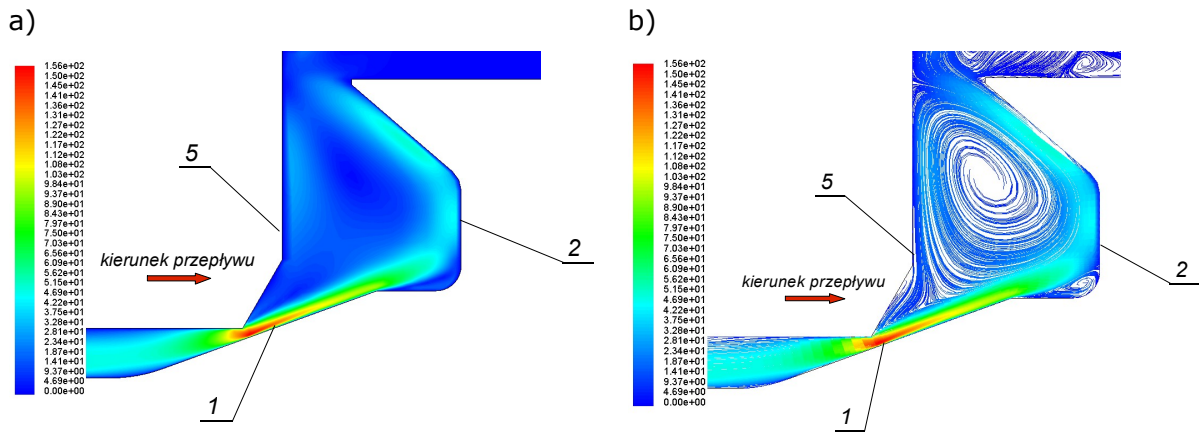
Rys. 61. Wariant konstrukcyjny W1;
1 – element wzniosowy wraz z kierownicą – 2, 3 – sprężyna,
5 – gniazdo, 6 – korpus, P – wlot,
T – wylot



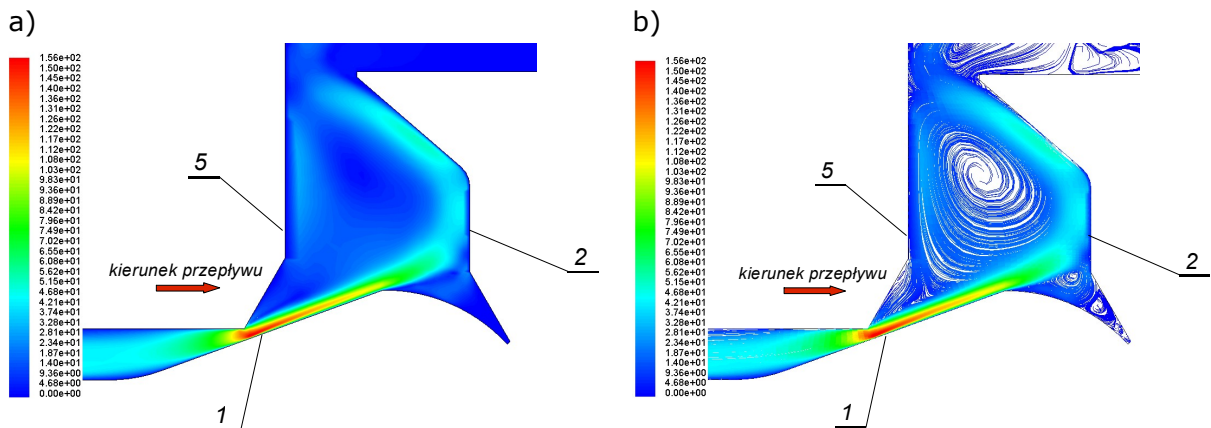
Rys. 62. Wariant konstrukcyjny W2;
1 – element wzniosowy, 2 – kierownica,
3 – sprężyna, 5 – gniazdo, 6 – korpus,
P – wlot, T – wylot

Na rys. 63-64 przedstawiono wyniki analizy *CFD* dla obu wariantów konstrukcyjnych. Jak z nich wynika, prędkości maksymalne w szczelinie zaworu dla obu wariantów są zbliżone, natomiast występuje różnica w rozkładzie prędkości, szczególnie w obszarze pomiędzy elementem wzniosowym i kierownicą. Z rys. 63b-64b wynika, że dla wariantu W2 kształt strugi opływającej element wzniosowy jest inny. Dla tego wariantu można zaobserwować dodatkowe zawirowanie przepływu w przestrzeni pomiędzy elementem wzniosowym i kierownicą. Może to prowadzić do

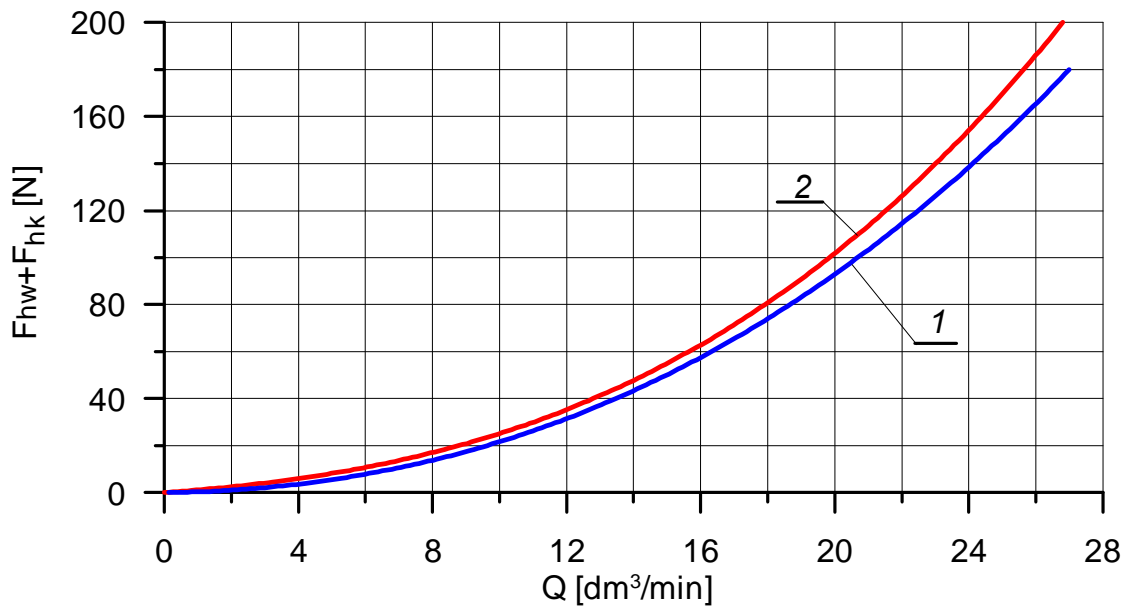
występowania innych wartości sił hydraulicznych na tych elementach. Wartości sił hydraulicznych uzyskane dla identycznych warunków przepływowych przedstawiono na rys. 65.



Rys. 63. Wariant W1; a) rozkład prędkości dla otwarcia zaworu $x = 0.65$ mm i objętościowego natężenia przepływu czynnika roboczego $Q = 19.1$ dm³/min, $p_1=7$ MPa, b) linie prądu; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo



Rys. 64. Wariant W2; a) rozkład prędkości dla otwarcia zaworu $x = 0.65$ mm i objętościowego natężenia przepływu czynnika roboczego $Q = 19.1$ dm³/min, $p_1=7$ MPa, b) linie prądu; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo

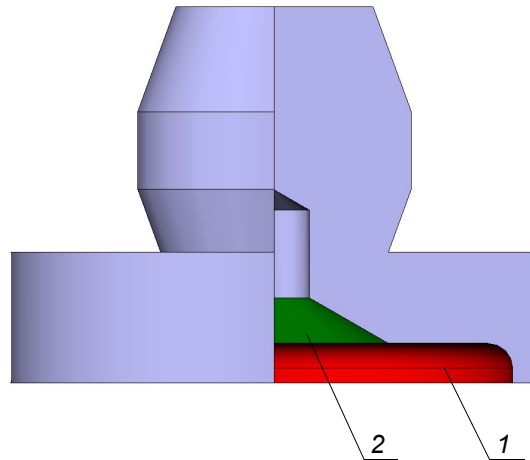


Rys. 65. Porównanie wartości sił hydraulicznych dla dwóch wersji zaworu w funkcji objętościowego natężenia przepływu; 1 – wersja W1, 2 – wersja W2

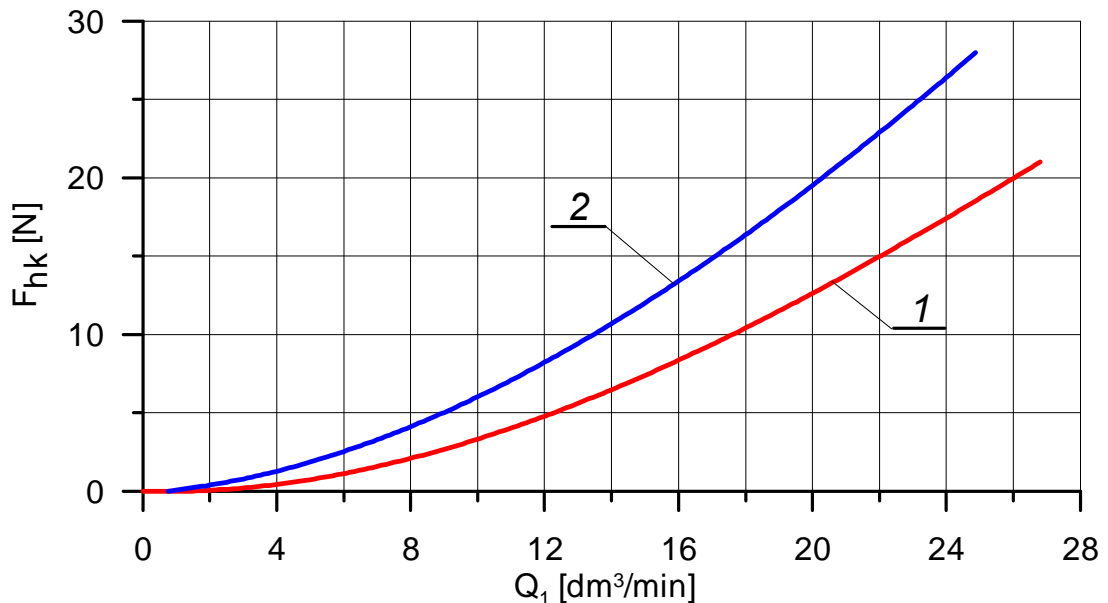
Z rys. 65 wynika, że dla rozwiązania, w którym element wzniosowy i kierownica wykonane są oddzielnie, wartości sił hydraulicznych osiągają większe wartości. Przykładowo dla objętościowego natężenia przepływu $Q=26 \text{ dm}^3/\text{min}$ różnica w wartościach sił hydraulicznych wynosi około 10%. Wpływa to na zauważalną poprawę charakterystyki ciśnieniowo-przepływowej zaworu.

5.2. Wpływ kształtu kierownicy na wartości sił hydraulicznych

Z analizy *CFD* przeprowadzonej w poprzednim rozdziale wynika, że geometria elementów roboczych zaworu ma wpływ na wartości sił hydraulicznych, występujących podczas przepływu cieczy. Stąd kolejnym zadaniem podjętym w pracy była analiza wpływu geometrii kierownicy na wartości sił hydraulicznych. Przeanalizowano dwa rozwiązania konstrukcyjne kierownicy przedstawione na rys. 66 i 68. Dla obu przypadków przeprowadzono porównawczą analizę *CFD* na modelach osiowosymetrycznych, wykorzystując jednakowe parametry modelu. W każdym z analizowanych przypadków wyznaczono wartości sił hydraulicznych działających na kierownicę i porównano z wartościami uzyskanymi dla rozwiązania W2 (rys. 62). Wartości sił hydraulicznych otrzymane w wyniku badań *CFD* przedstawiono na rys. 67.

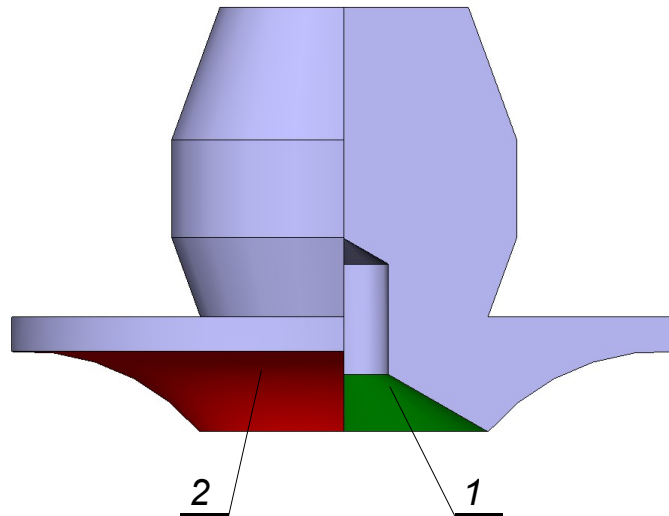


Rys. 66. Kierownica zaworu profilowana za pomocą podtoczeń:
1 – walcowego z zaokrągleniem, 2 – stożkowego

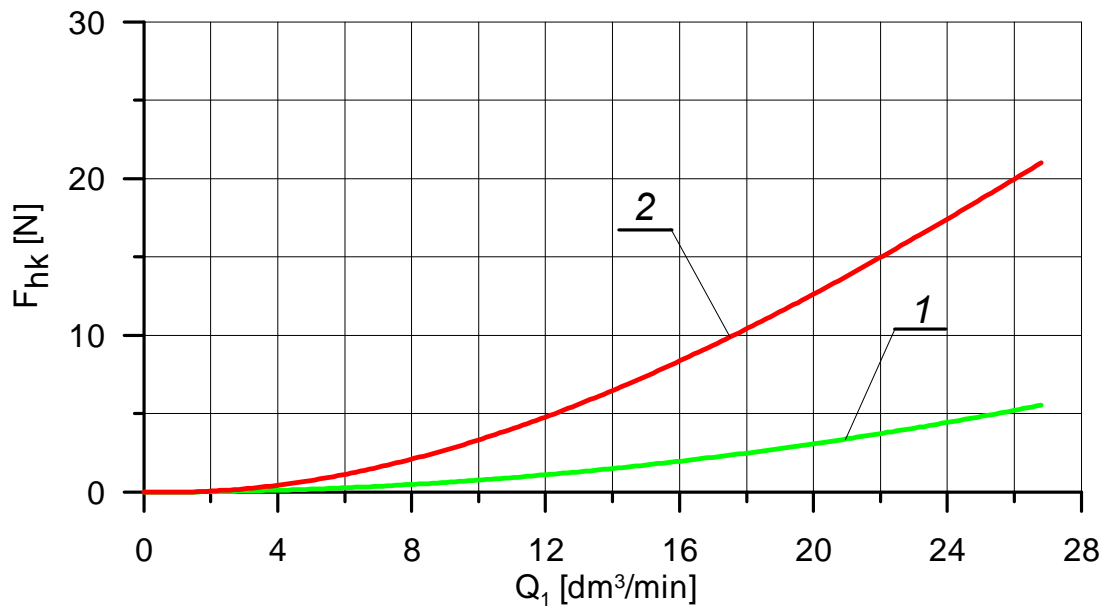


Rys. 67. Wartości siły hydraulicznej F_{hk} w funkcji objętościowego natężenia przepływu;
1 – kształt kierownicy z rys. 62, 2 – kształt kierownicy z rys. 66

W porównaniu do wersji kierownicy z rys. 62 uzyskano podobny przebieg wartości sił hydraulicznych, jednak w przypadku rozwiązania z rys. 66 uzyskane wartości były większe. W przypadku kierownicy profilowanej łukiem uzyskano inny charakter zmian sił hydraulicznych, co przedstawiono na rys. 69.



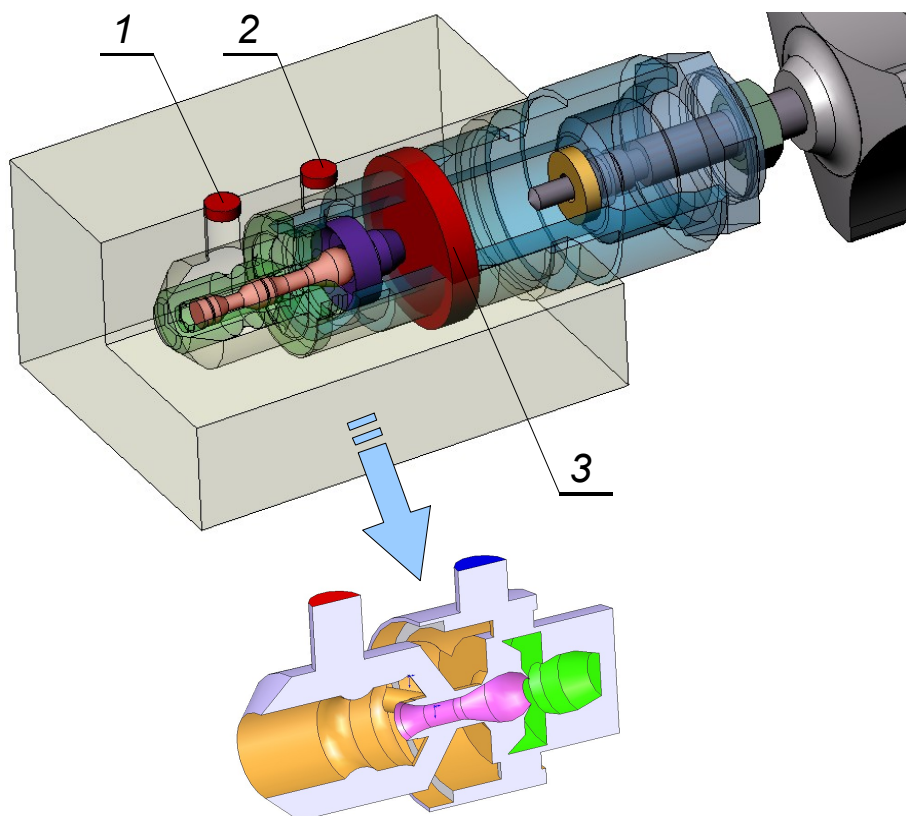
Rys. 68. Kierownica zaworu profilowana za pomocą podtoczeń:
1 – stożkowego, 2 – łukowego



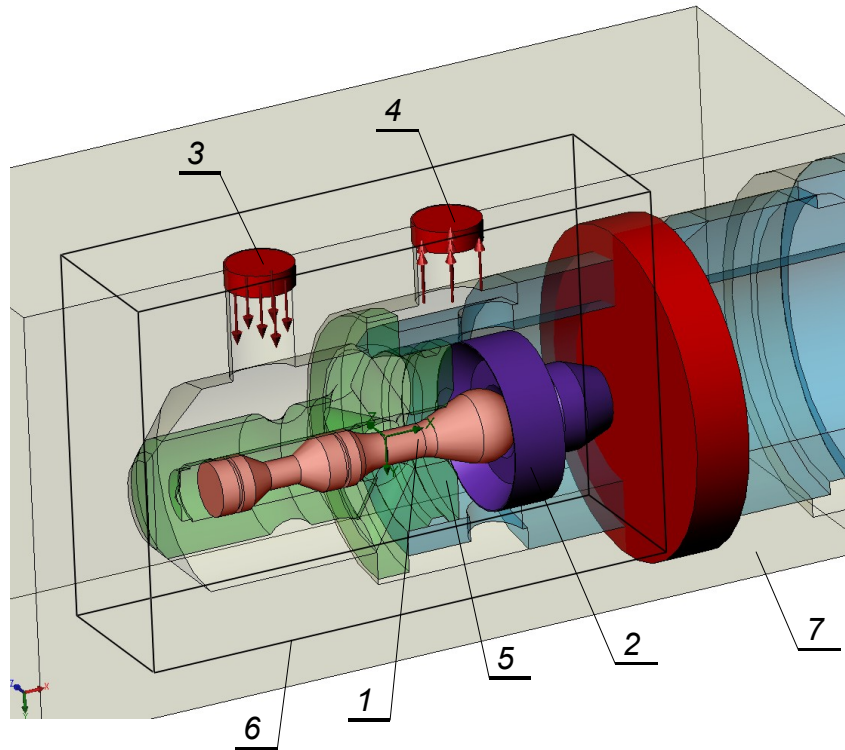
Rys. 69. Wartości siły hydraulicznej F_{hk} w funkcji objętościowego natężenia przepływu;
1 – kształt kierownicy z rys. 62, 2 – kształt kierownicy z rys. 68

5.3. Kształtowanie geometrii kierownicy

Przeprowadzone badania *CFD* wskazały, że kształt kierownicy może wpływać na wartości oraz charakterystykę zmian sił hydraulicznych, a co za tym idzie na charakterystykę ciśnieniowo-przepływową zaworu. Stąd kolejnym zadaniem podjętym w pracy było poszukiwanie takiej geometrii kierownicy, która mogłaby ograniczyć niekorzystny wpływ siły hydrodynamicznej, działającej na element wzniosowy. Poszukiwanie odpowiedniej geometrii kierownicy zaworu dogodnie jest prowadzić w systemach *CAD* zintegrowanych z systemami *CFD*. Do nielicznych programów, które umożliwiają łączenie zadań projektowych z analizą *CFD* należy program *SolidWorks* zintegrowany z systemem *COSMOS* wraz z modulem *CFD FloWorks*. Program ten umożliwia parametryzację modelu, dzięki temu konstrukcję zaworu można kształtować w oparciu o wyniki analizy *CFD*. Ponadto integracja systemów umożliwia pominięcie budowy modelu geometrycznego dróg przepływowych, gdyż jest ona automatycznie identyfikowana na podstawie modelu zaworu. Na rys. 70 przedstawiono model zaworu oraz sposób ograniczania obszaru przepływowego przez zastosowanie elementów pomocniczych, a na rys. 71 model z warunkami brzegowymi.



Rys. 70. Model zaworu z ograniczonym obszarem przepływowym;
 1 – element ograniczający obszar przepływowym na wlocie do zaworu, 2 – element ograniczający obszar przepływowym na wylocie zaworu, 3 – element ograniczający obszar przepływowym w komorze sprężyny zaworowej



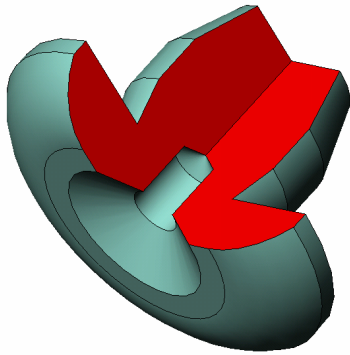
Rys. 71. Model ze zdefiniowanymi warunkami brzegowymi i obszarem obliczeniowym;
 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo,
 6 – obszar obliczeniowy, 7 – płaszczyzna symetrii

W analizie zaworu przyjęto, że poszukiwanymi wielkościami są parametry opisujące kształt kierownicy zaworu. W ogólnym przypadku, kształt kierownicy może być strukturalnie zróżnicowany (np. zbiór powierzchni walcowych, stożkowych itp.), co umożliwia opisanie jego kształtu za pomocą równań. Przyjmując prostokątny układ współrzędnych x_1x_3 jak na rys. 72b oraz tworząc kierownicy w postaci paraboli opisaną równaniem:

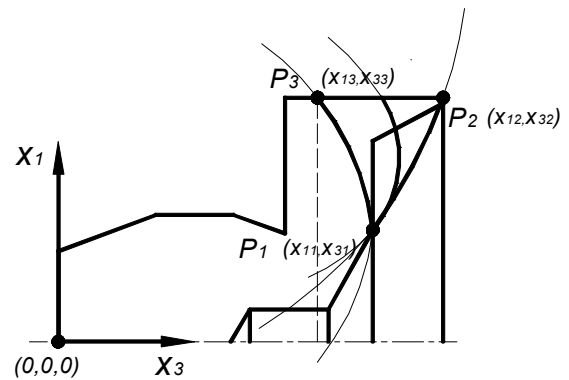
$$x_3 = ax_1^2 + bx_1 + c, \quad (70)$$

uzyska się powierzchnię obrotową określoną za pomocą trzech współczynników a , b i c .

a)



b)



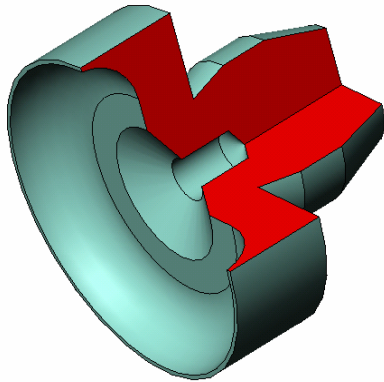
Rys. 72. Parametryczny model kierownicy; a) model 3D dla $a < 0$, b) zdefiniowane punkty charakterystyczne

W zależności od wartości współczynników paraboli rozważono następujące przypadki: A1 ($a < 0$), A2 ($a > 0$), A3 ($a = 0$), wraz z ich przypadkami szczególnymi:

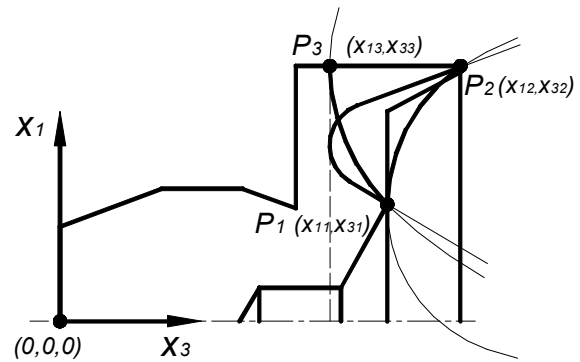
- A1: $a < 0$:
 - A11: $a < 0$, krzywa przechodzi przez punkty P_1 i P_3 oraz wartość pochodnej w punkcie $x_1 = x_{11}$ wynosi $\left(\frac{dx_3}{dx_1}\right)_{x_1=x_{11}} = 0$,
 - A12: $a < 0, x_3 \in (x_{33}, x_{31})$, wartość pochodnej w punkcie P_1 wynosi $\left(\frac{dx_3}{dx_1}\right)_{x_1=x_{11}} = 0$,
 - A13: $a < 0, x_3 \in (x_{31}, x_{32})$ oraz $\frac{dx_3}{dx_1} \leq -\frac{x_{12} - x_{11}}{x_{32} - x_{31}}$.
- A2: $a > 0$:
 - A21: krzywa przechodzi przez punkty P_1 oraz P_3 oraz $\left(\frac{dx_3}{dx_1}\right)_{x_1=x_{13}} = 0$,
 - A22: krzywa przechodzi przez punkty P_1 i P_2 oraz $\left(\frac{dx_3}{dx_1}\right)_{x_1=x_{11}} = 0$,
 - A23: krzywa przechodzi przez punkty P_1 i P_2 , $x_{3\min} = x_{33}$ oraz $\left(\frac{dx_3}{dx_1}\right)_{x_1=x_{11}} = -\text{tg}60^\circ$.
- A3: $a = 0, x_3 = x_{31}$.

W przypadku A2 uzyskuje się rodzinę krzywych przedstawioną na rys. 73b.

a)



b)



Rys. 73. Parametryczny model kierownicy; a) model 3D dla przypadku $a > 0$, b) zdefiniowane punkty charakterystyczne

Wartości współrzędnych punktów P_1, P_2, P_3 wynikają z ograniczeń konstrukcyjnych. Dla analizowanego modelu współrzędne punktów zamieszczono w tabeli 1. Uwzględniając przypadki A1-A3 można określić zakres zmian współczynników wielomianu, co zostało przedstawione w tabeli 2.

Tabela 1.

Wartości współrzędnych punktów P_1, P_2, P_3

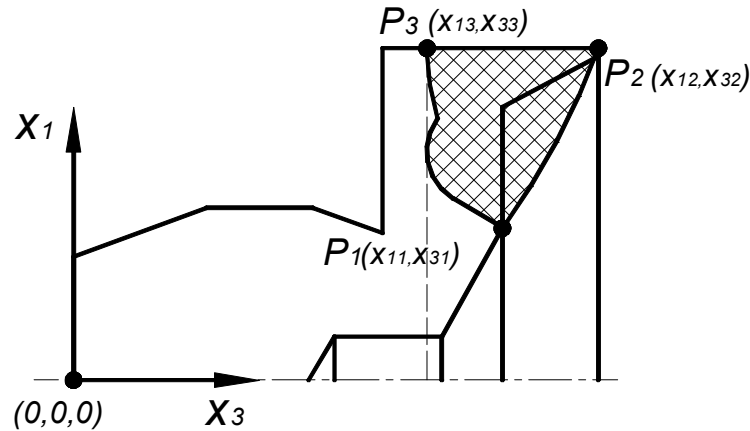
P_1	P_2	P_3
(x_{11}, x_{31})	(x_{12}, x_{32})	(x_{13}, x_{33})
(3.25, 9.6)	(7.5, 11.8)	(7.5, 8.5)

Tabela 2.

Zakres współczynników wielomianu

			a	b	c
A1	$a < 0$	$x_3 \in [x_{33}, x_{31}]$	$[-0.061, 0)$	$[-0.035, 0)$	$[9.37, 9.6)$
	$a < 0$	$x_3 \in (x_{31}, x_{32}]$	$(0, -0.33]$	$(0, -0.92]$	$(9.6, 9.37]$
A2	$a > 0$	$x_3 \in [x_{33}, x_{32}]$	$[0.026, 0.2]$	$[-3, -0.17]$	$[11.61, 17.24]$
A3	$a = 0$	$x_3 = x_{31}$	$a = 0$	$b = 0$	$c = 9.6$

Analizowany zakres zmian kształtu kierownicy zaworu można przedstawić graficznie jako obszar pomiędzy punktami P_1, P_2 i P_3 przedstawiony na rys. 74.



Rys. 74. Analizowany zakres zmian kształtu kierownicy

Równanie powierzchni kierownicy przyjmuje następującą postać:

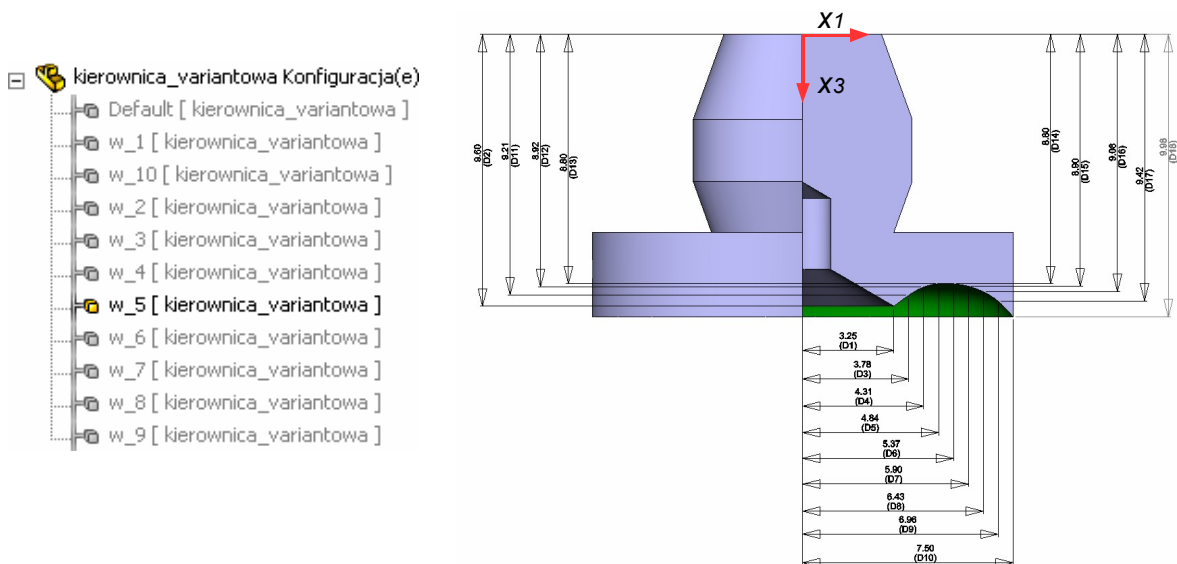
$$x_3 = a(x_1^2 + x_2^2) + b\sqrt{x_1^2 + x_2^2} + c, \quad (71)$$

ograniczoną dwoma walcami o następujących równaniach:

$$x_1^2 + x_2^2 = x_{11}^2, \quad (72)$$

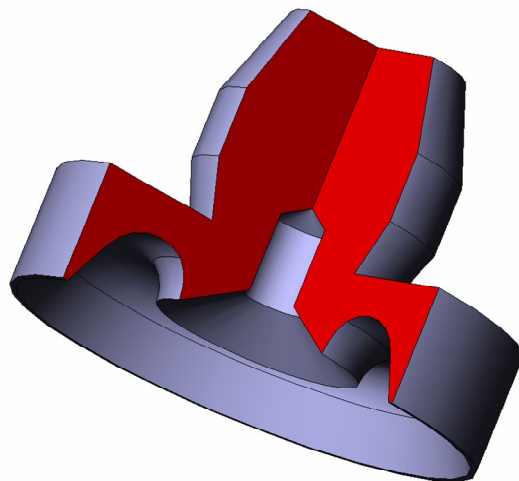
$$x_1^2 + x_2^2 = x_{13}^2. \quad (73)$$

Korzystając z matematycznego opisu geometrii wykonano parametryczną postać modelu kierownicy w programie *SolidWorks*. W programie *COSMOSFloWorks* wykonano analizę *CFD* dla różnych wariantów geometrii kierownicy, korzystając z zapisu wariantowego geometrii, który przedstawiono na rys. 75.

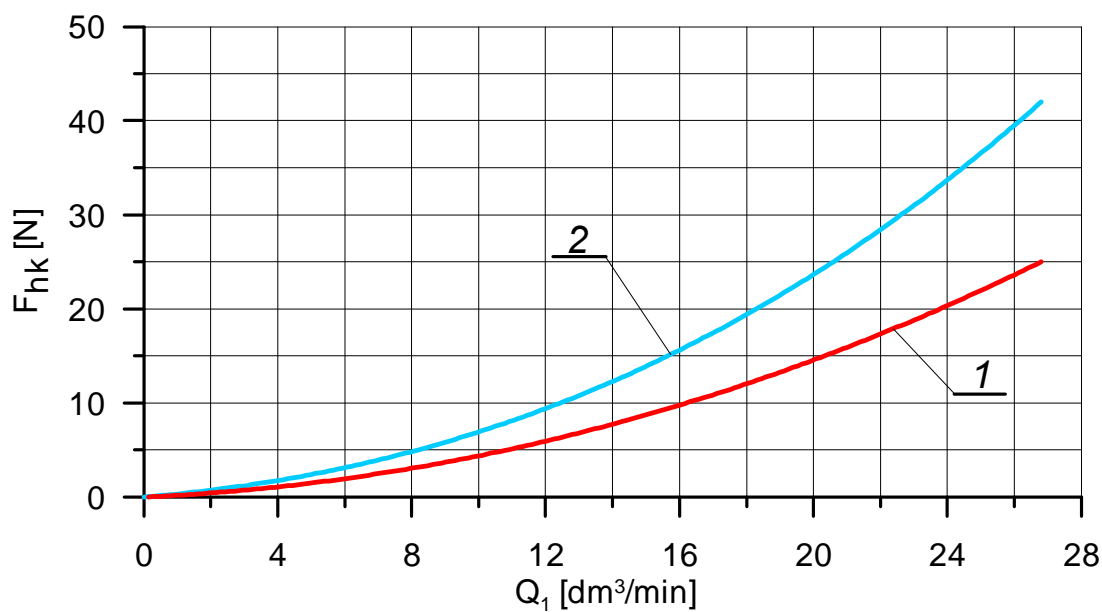


Rys. 75. Okno wariantowego opisu geometrii kierownicy

Po przeprowadzonej analizie *CFD* zaworu dla różnych położeń elementu wzniosowego oraz dla różnych wariantów geometrii uzyskano konstrukcję kierownicy pokazaną na rys. 76, natomiast zależność zmiany siły hydraulicznej F_{hk} od objętościowego natężenia przepływu pokazano na rys. 77.



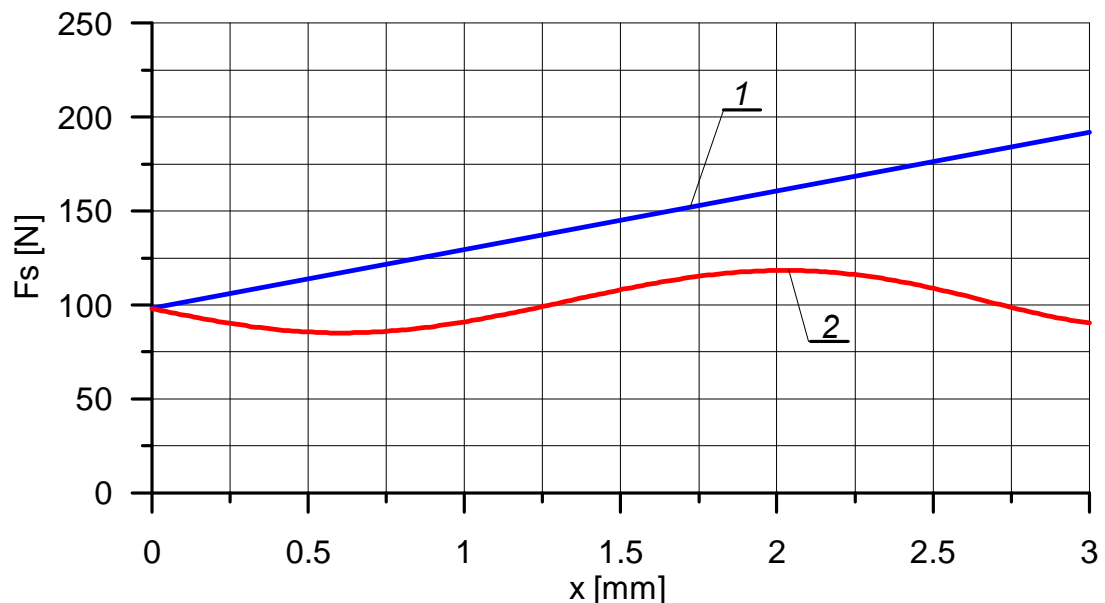
Rys. 76. Uzyskany kształt kierownicy



Rys. 77. Zmiana wartości siły hydraulicznej F_{hk} w funkcji objętościowego natężenia przepływu; 1 – rozwiązanie oryginalne, 2 – model na rys. 76

5.4. Wyznaczenie charakterystyki sprężyny

Elementem, który ma decydujący wpływ na kształt charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych zaworu jest sprężyna. Zwykle stosuje się sprężyny o charakterystyce liniowej. W tej części pracy przystąpiono do realizacji tezy wskazującej na możliwość uzyskania sprężyny o charakterystyce nieliniowej przy wykorzystaniu wyników analizy *CFD*. W tym celu wykonano modele zaworów dla różnych wartości otwarcia i przeprowadzono analizę *CFD*. Na podstawie wartości sił działających na elementy zaworu wyznaczono poszukiwaną charakterystykę sprężyny. Na rys. 78 przedstawiono wartości sił sprężyny w funkcji jej ugięcia. Analizę *CFD* przeprowadzono przy założeniu, że w układzie występuje stałe ciśnienie o wartości 8 MPa, dla kształtu kierownicy przedstawionej na rys. 76.



Rys. 78. Porównanie charakterystyki sprężyny pozwalająca utrzymać jednakowe ciśnienie w układzie hydraulicznym z charakterystyką sprężyny stosowanej w zaworze;
 1 – sprężyna o sztywności pozwalającej utrzymać jednakowe ciśnienie w układzie,
 2 – sprężyna o sztywności 32.8 N/mm

6. METODA FSI W MODELOWANIU ZAWORU

6.1. Wprowadzenie

Modelowanie zaworów maksymalnych wymaga określenia położenia elementów roboczych podczas pracy zaworu. Położenie ich może być wyznaczone na podstawie analizy *CFD*, która umożliwi uwzględnienie oddziaływania cieczy na ciała stałe, określana skrótem *FSI* (ang. *Fluid Solid Interaction*) [43]. Można wyszczególnić dwa charakterystyczne rodzaje takiej analizy, w których:

- przepływająca ciecz powoduje odkształcenia ścian kanałów przepływowych,
- przepływająca ciecz powoduje ruch elementów opływanych.

W przypadku zaworów hydraulicznych korpusy zwykle są tak zaprojektowane, że ich odkształcenia są pomijalnie małe, natomiast istotne znaczenie ma oddziaływanie cieczy na elementy robocze zaworu.

Możliwość prowadzenia analizy z wykorzystaniem metody *FSI* mają między innymi takie programy, jak *ANSYS CFX* od wersji 5.7 czy *Fluent* od wersji 6.1. W niniejszej pracy analizę oddziaływania przepływającej cieczy na elementy zaworu przeprowadzono przy zastosowaniu programu *ANSYS CFX*.

6.2. Wpływ zjawisk przepływowych na położenie elementów roboczych zaworu

Podczas analiz wykorzystujących metody *FSI* operatory różniczkowe występujące w równaniu ruchu (66) zastępowane są operatorami różnicowymi. Przyspieszenie elementów ruchomych można przedstawić w postaci ilorazu różnicowego w następującej postaci:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v_{n+1} - v_n}{\Delta t}. \quad (74)$$

Z kolei prędkość elementów ruchomych w kolejnych odstępach czasu można zdefiniować poprzez następujący iloraz różnicowy:

$$v_{n+1} = \frac{x_{n+1} - x_n}{\Delta t}, \quad (75)$$

gdzie: v_n – prędkość w kroku n , v_{n+1} – prędkość w kroku $n+1$, x_n – pozycja w kroku n , x_{n+1} – pozycja w kroku $n+1$, Δt – krok czasowy.

Zastępując operatory różniczkowe ilorazami różnicowymi, uzyskuje się równanie ruchu elementu wzniosowego i kierownicy. Przekształcając równanie ruchu

(66) do postaci różnicowej, można uzyskać zależność pozwalającą na określenie położenia elementów roboczych zaworu:

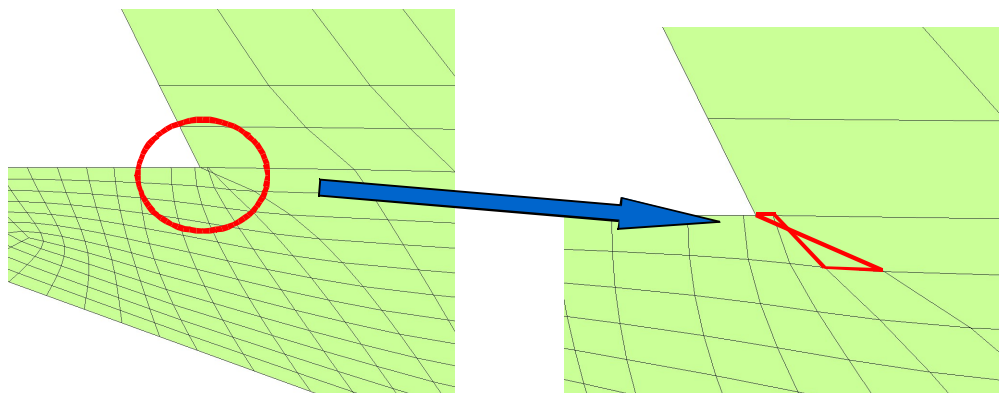
$$x_{n+1} = \frac{F_{hw} + F_{hk} - F_{s0} + m \frac{v_n}{\Delta t} + x_n \left(\frac{m}{\Delta t^2} + \frac{k_\mu}{\Delta t} \right)}{\frac{m}{\Delta t^2} + \frac{k_\mu}{\Delta t} + k_s}. \quad (76)$$

6.3. Budowa modelu dyskretnego

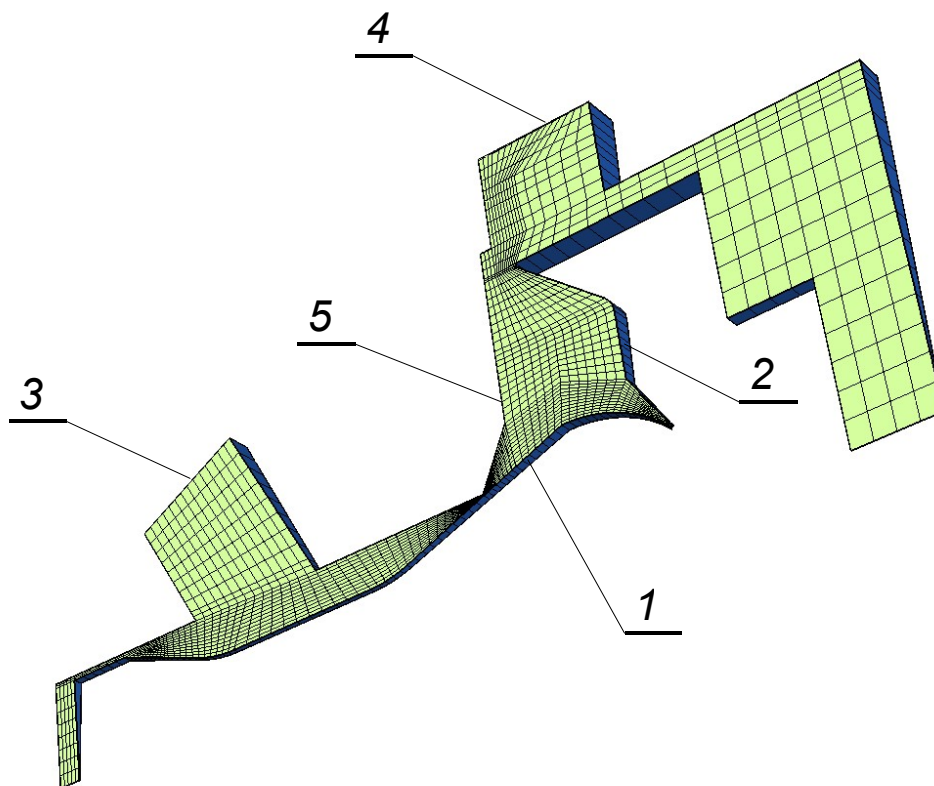
Proces analizy w programie *ANSYS CFX*, uwzględniający oddziaływanie cieczy na elementy robocze, jest zadaniem bardziej złożonym niż tradycyjna analiza *CFD*. Szczególne znaczenie ma wykonanie siatki modelu, gdyż powinna ona spełniać dodatkowe kryteria. Przepływająca przez zawór ciecz powoduje ruch elementów roboczych, a co za tym idzie deformację siatki modelu dyskretnego. Dlatego też powinna ona spełniać następujące kryteria:

- zapewniać możliwie duży zakres deformacji,
- zapewniać wystarczającą jakość w całym zakresie analizy,
- uniemożliwiać powstawanie zdegenerowanych komórek podczas deformacji.

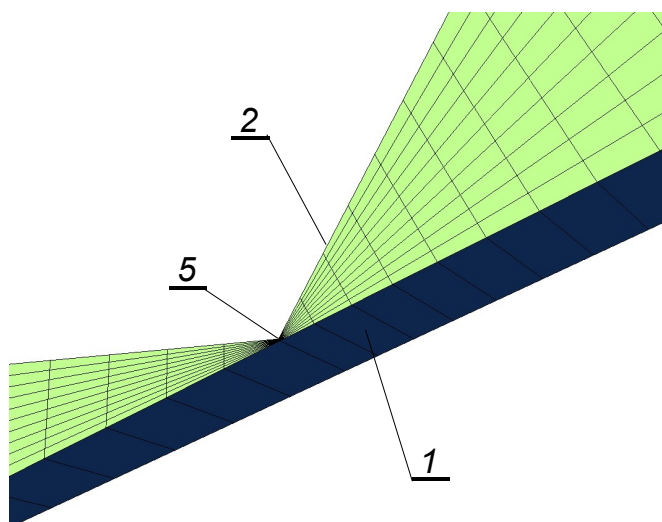
Budowa siatki modelu, spełniającej powyższe warunki, jest zadaniem trudnym. Wynika to z zakresu ruchu elementów zaworu wynoszącego od 0 do 3 mm. Wykonanie siatki modelu dla całego zakresu otwarcia było niemożliwe, ze względu na pojawiające się podczas deformacji komórki zdegenerowane. Przypadek taki przedstawiono na rys. 79. Mając to na uwadze, wykonano modele siatek dla dwóch zakresów otwarcia zaworu. Pierwszy obejmował otwarcie zaworu od 0.01 mm do 1.2 mm zaś drugi 1.2 – 3 mm (pełne otwarcie). Dla pierwszego zakresu przedstawiono siatkę wyjściową wraz z obszarem krawędzi sterującej zaworu (rys. 80 – 81) oraz postać siatki dla końcowego położenia elementu wzniosowego (rys. 82).



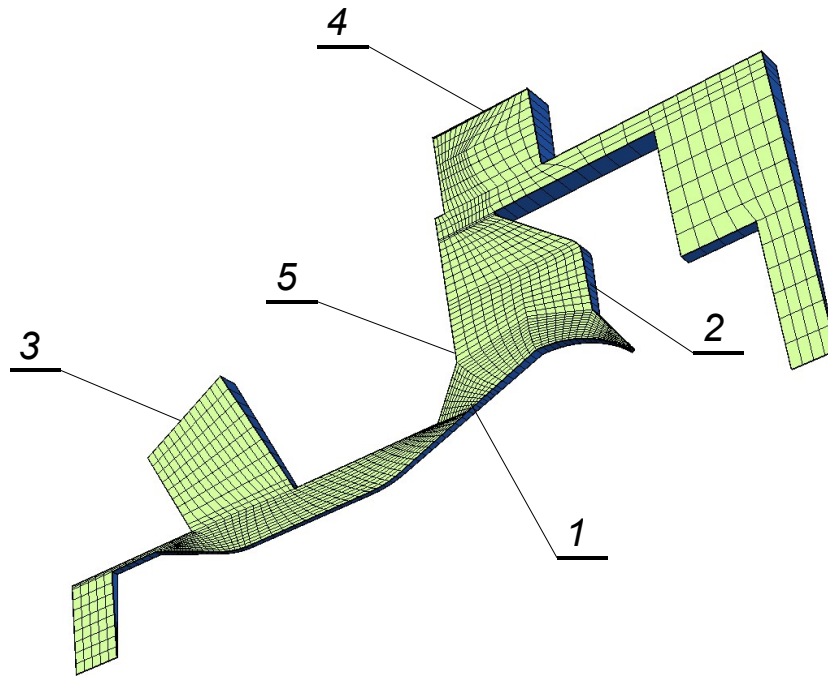
Rys. 79. Komórka zdegenerowana



Rys. 80. Siatka wyjściowa modelu dla otwarcia 0.01 mm; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4 – wylot, 5 – gniazdo zaworu



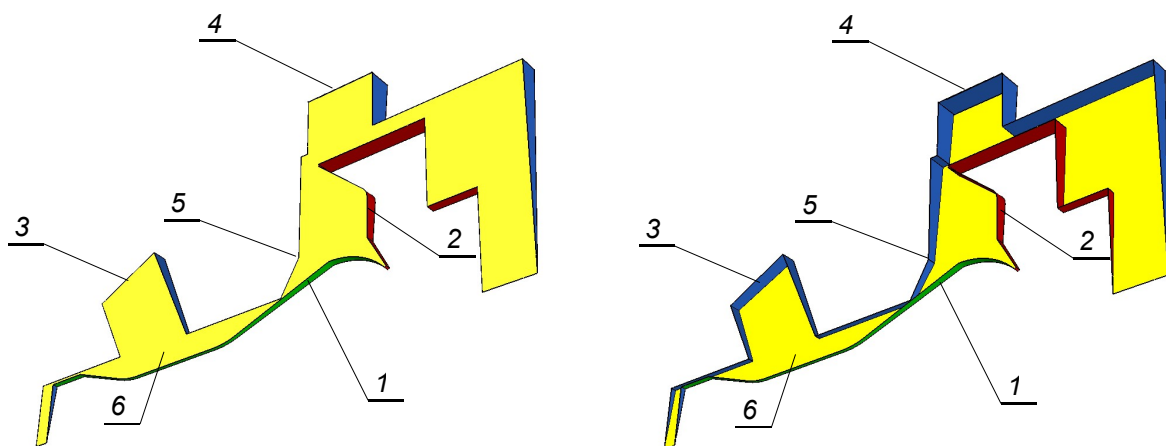
Rys. 81. Siatka wyjściowa (w pobliżu krawędzi gniazda otwarcie 0.01mm); 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo zaworu



Rys. 82. Siatka modelu dla otwarcia 1 mm; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 3 – wlot, 4, – wylot, 5 – gniazdo zaworu

6.4. Warunki brzegowe

Na potrzeby analizy *FSI* wykonano model osiowosymetryczny, który w porównaniu z analizą wykonaną w programie *Fluent*, jest modelem trójwymiarowym, w postaci wycinka. Na rys. 83 przedstawiono warunki brzegowe zdefiniowane dla modelu dyskretnego oraz sposób, w jaki zdefiniowano elementy ruchome zaworu.



Rys. 83. Warunki brzegowe; 1 – element wzniosowy (ściana ruchoma), 2 – kierownica (ściana ruchoma), 3 – wlot (ciśnienie statyczne; ciśnienie w układzie), 4 – wylot (ciśnienie statyczne; ciśnienie linii zlewowej), 5 – gniazdo (ściana nieruchoma), 6 – płaszczyzna symetrii

6.5. Algorytm analizy *FSI*

Dla analizy *FSI* zaworu maksymalnego opracowano schemat postępowania przedstawiony na rys. 84, w którym zastosowano następujące oznaczenia:

x_n – położenie elementów roboczych zaworu w n -tym kroku,

x_{\min} – położenie minimalne elementów roboczych dla rozpatrywanego zakresu,

x_{\max} – położenie maksymalne elementów roboczych dla rozpatrywanego zakresu,

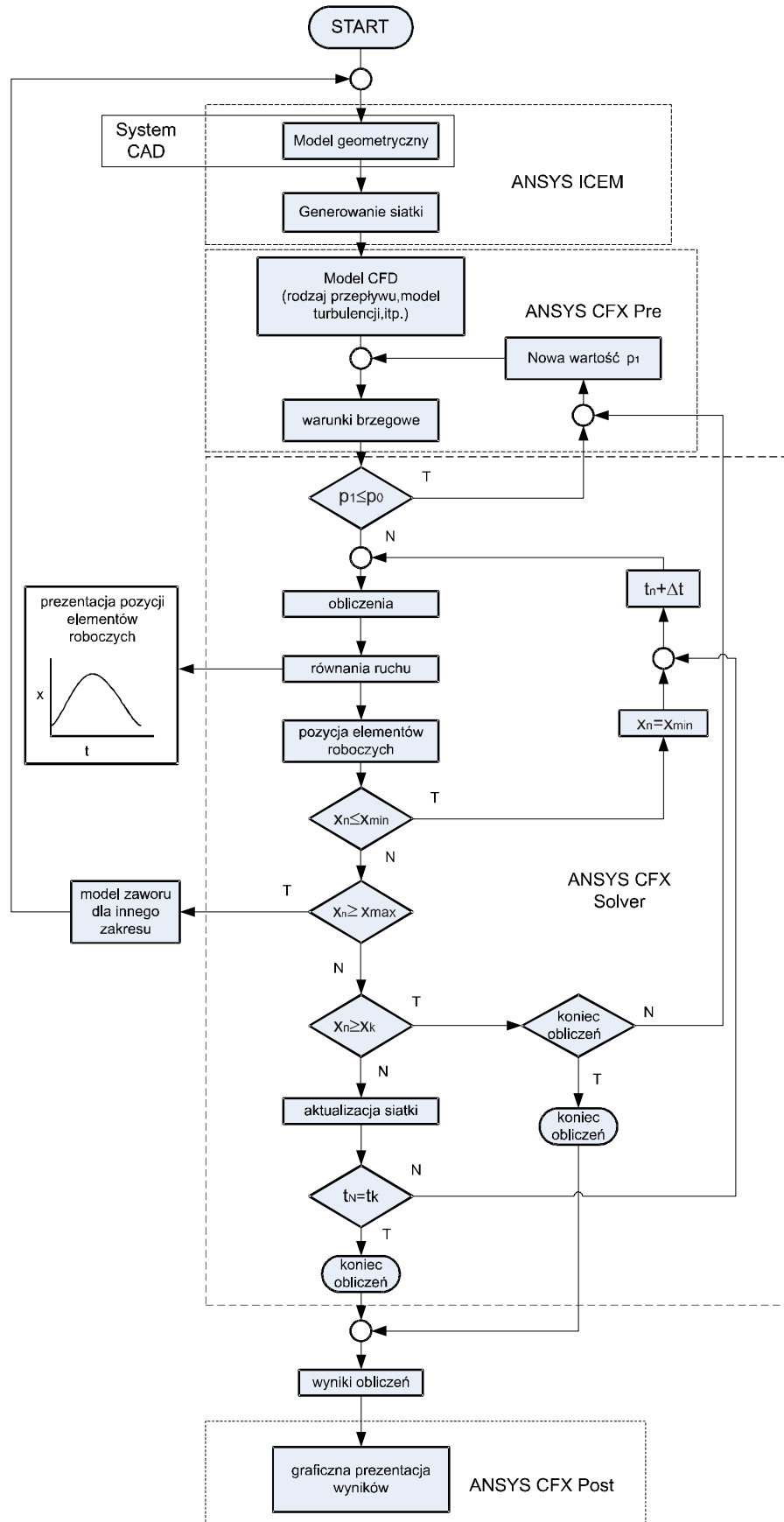
x_k – końcowe położenie elementów zaworu odpowiadające pełnemu otwarciu zaworu,

Δt – krok czasowy,

t_k – czas końca analizy,

p_1 – ciśnienie na wlocie do zaworu,

p_0 – ciśnienie otwarcia zaworu.



Rys. 84. Schemat ideowy procesu analizy w programie ANSYS CFX

Do realizacji analizy *FSI* wg przedstawionego schematu zastosowano wewnętrzny język programu *ANSYS CFX – CEL* (ang. *CFX Expression Language*) [91], za pomocą którego dokonano parametryzacji modelu obliczeniowego. Wykorzystując zapisane w tym języku wyrażenia możliwe było badanie zaworu dla różnych parametrów cieczy roboczej (np. współczynnika lepkości dynamicznej, gęstości), jak również dla różnych parametrów konstrukcyjnych zaworu (np. różnych sztywności sprężyn), czy też warunków brzegowych (np. różnych wartości ciśnienia na wlocie zaworu, przebiegu wartości ciśnienia, itp.). Język *CEL* pozwolił także na zapisanie równań ruchu elementów roboczych.

Instrukcje warunkowe przedstawione na schemacie blokowym, wykonano korzystając z funkcji **step(wyrażenie)**, która zwraca wartość 1, jeżeli wyrażenie w nawiasie jest większe od zera, natomiast wartość 0, jeżeli wyrażenie jest mniejsze od zera oraz 0.5 gdy jest równe zero.

Wykorzystane funkcje języka *CEL* pozwoliły na uzyskanie takich informacji jak: prędkość, wartość sił, itp:

- **force_x()@elrobocze** – zwraca informacje o wartościach sił hydraulicznych występujących na elementach roboczych, działających na kierunku osi x;
- **areaAve(Total Mesh Displacement x)@elrobocze** – funkcja ta pozwala uzyskać informacje o położeniu elementów roboczych;
- **areaAve(Mesh Velocity u)@elrobocze** – pozwala uzyskać informacje o prędkości elementów roboczych.

Poniżej przedstawiono kod modułu pozwalającego na przeprowadzenie analizy *FSI* w programie *ANSYS CFX*.

LIBRARY :

CEL :

EXPRESSIONS :

//parametry cieczy roboczej

//gęstość cieczy

ro = 900 [kg*m⁻³]

//współczynnik lepkości dynamicznej

lepkdyn = 0.045 [kg*m⁻¹*s⁻¹]

```

//parametry analizy w stanie nieustalonym
//przyrost czasu
deltat = 1e-5[s]

//czas końca analizy
tk = 3[s]

//parametry zaworu
//powierzchnia czynna elementu wzniosowego
A = 19.634e-6[m^2]

//masa zredukowana elementów roboczych
mzred = 0.01315[kg]

//sztywność sprężyny
ksprezyny = 31.28 e3[N*m^-1]

//siła napięcia wstępnego sprężyny
Fsw = 154[N]

//ciśnienie otwarcia zaworu
P0 = 8e6[Pa]

//współczynnik tarcia lepkiego
ktlum = 500[N*s*m^-1]

//minimalne położenie elementów roboczych
xermin = -0.005e-3[m]

//maksymalne położenie elementów roboczych
xermax = 1.2e-3[m]

//równania ruchu
//położenie elementów roboczych dla n
x0elrobocze = areaAve(Total Mesh Displacement x)@elrobocze

//prędkość elementów roboczych
predker = areaAve(Mesh Velocity u)@elrobocze

//siły działające na elementy robocze:  $F_{hw}+F_{hk}$ 
Fhwik = force_x()@elrobocze

//położenie elementów roboczych dla n+1

```

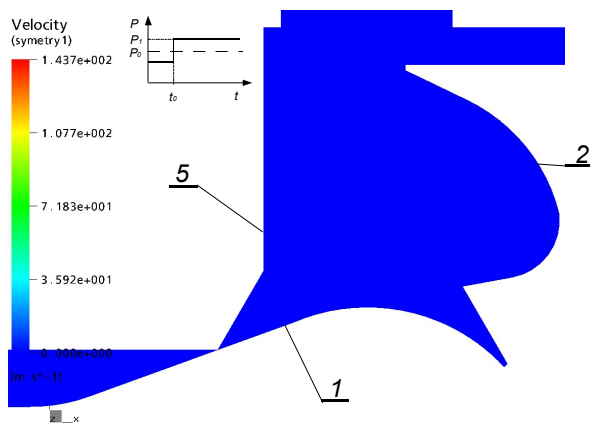
```
x1elrobocze = licznik/mianownik  
licznik = Fhwik*72-Fs0+predker*(mzred/delta)+  
          x0elrobocze*(mzred/(deltat^2)+ktlum/deltat)  
mianownik = mzred/(deltat^2)+ktlum/delta+ksprezyny  
  
//funkcje ograniczające położenie elementów roboczych  
xmax = step(xermax/1[m]-x1elrobocze/1[m])*xermax+  
        step(x1elrobocze/1[m]-xermax/1[m])*x1elrobocze  
xmin = step(x1elrobocze/1[m]-xermin/1[m])*x1elrobocze+  
        step(-x1elrobocze/1[m]+xermin/1[m])*xermin  
  
//warunki brzegowe  
//wlot  
Pwlot = 8.8e6[Pa]*step(step(ctstep-5)-0.6)  
  
//wylot  
Pwylot = 1e5[Pa]  
  
END  
  
END
```


6.6. Wyniki analizy

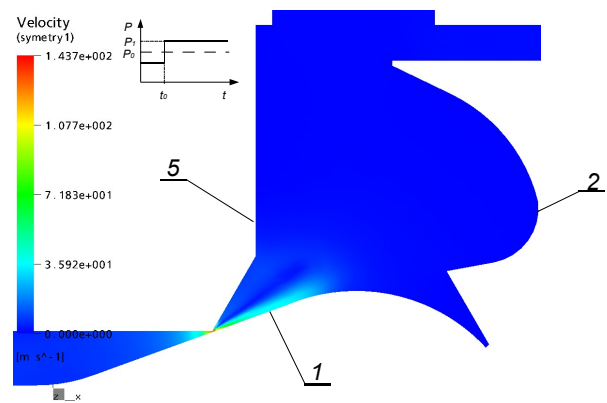
Analizę *FSI* przeprowadzono dla jednego z wariantów konstrukcyjnych kierownicy w oparciu o następujące parametry:

- siła napięcia wstępnego sprężyny 154 N,
- gęstość cieczy wynosi $\rho=900 \text{ kg/m}^3$,
- współczynnik lepkości dynamicznej $\mu=0.045 \text{ N} \frac{\text{s}}{\text{m}^2}$,
- sztywność sprężyny 31.28 N/mm,
- współczynnik tarcia kinematycznego $500 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$,
- ciśnienie na wlocie o wartości 8.8 MPa po czasie t_0 .

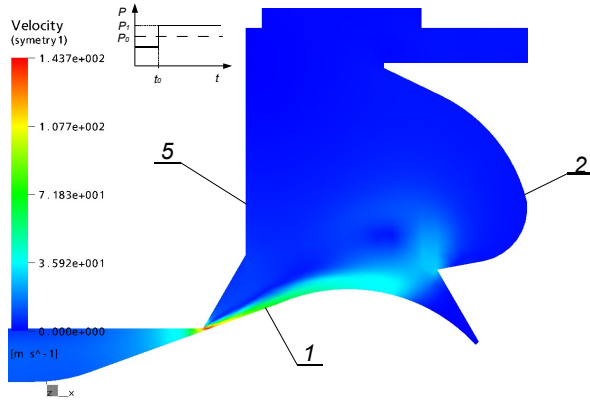
Wyniki przeprowadzonej analizy przedstawiono na rys. 85 — 100. Zmiany rozkładu prędkości przepływającej cieczy w funkcji czasu oraz położenia elementów sterujących przedstawiono na rys. 85 — 92.



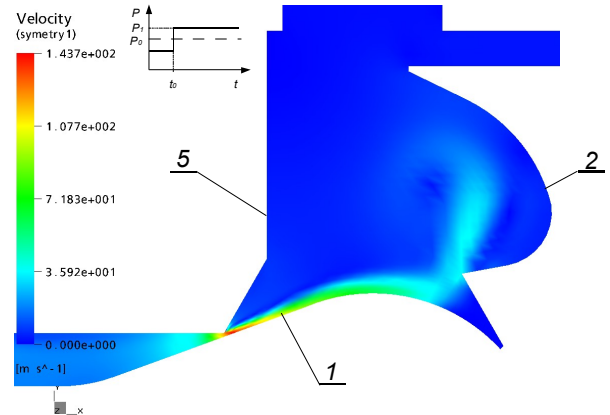
Rys. 85. Rozkład prędkości dla
 $t=t_0, x=x_0$;
 1 – element wzniosowy,
 2 – kierownica, 5 – gniazdo



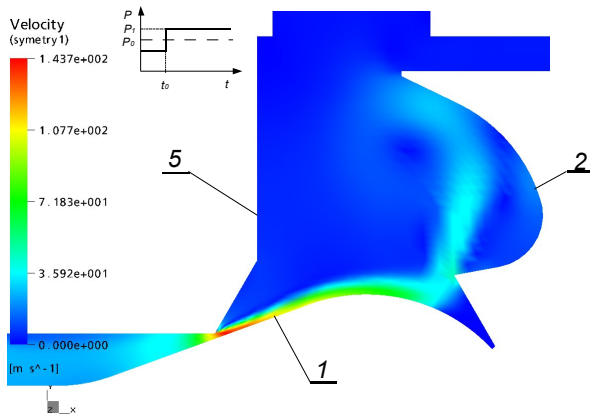
Rys. 86. Rozkład prędkości dla
 $t=t_0+4e-4 \text{ s}, x=x_0+3.8e-2 \text{ mm}$;
 1 – element wzniosowy,
 2 – kierownica, 5 – gniazdo



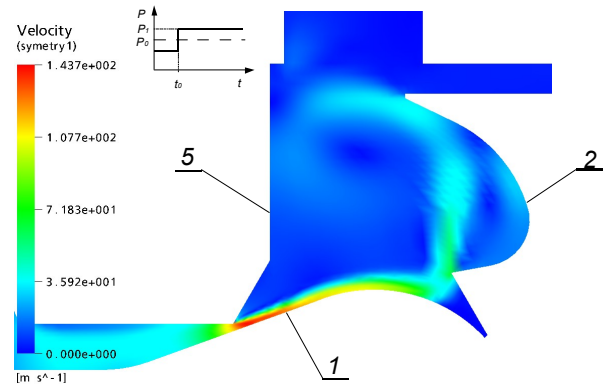
Rys. 87. Rozkład prędkości dla $t=t_0+7e-4$ s, $x=x_0+0.11$ mm;
1 – element wzniosowy,
2 – kierownica, 5 – gniazdo



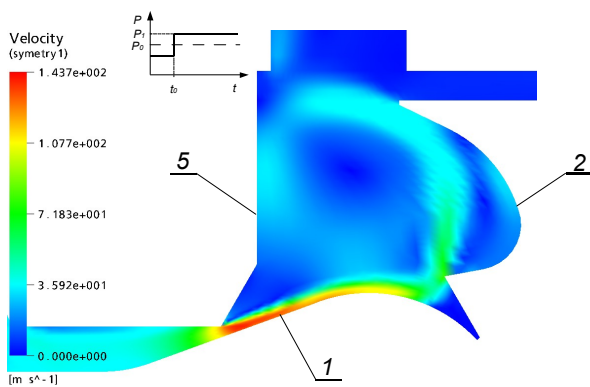
Rys. 88. Rozkład prędkości dla $t=t_0+9e-4$ s, $x=x_0+0.19$ mm;
1 – element wzniosowy,
2 – kierownica, 5 – gniazdo



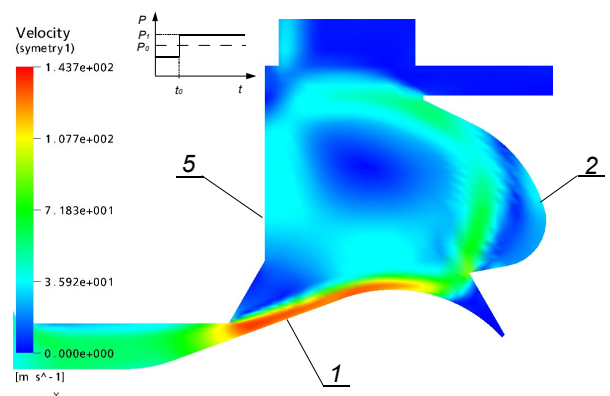
Rys. 89. Rozkład prędkości dla $t=t_0+11e-4$ s, $x=x_0+0.27$ mm;
1 – element wzniosowy,
2 – kierownica, 5 – gniazdo



Rys. 90. Rozkład prędkości dla $t=t_0+15e-4$ s, $x=x_0+0.49$ mm;
1 – element wzniosowy,
2 – kierownica, 5 – gniazdo

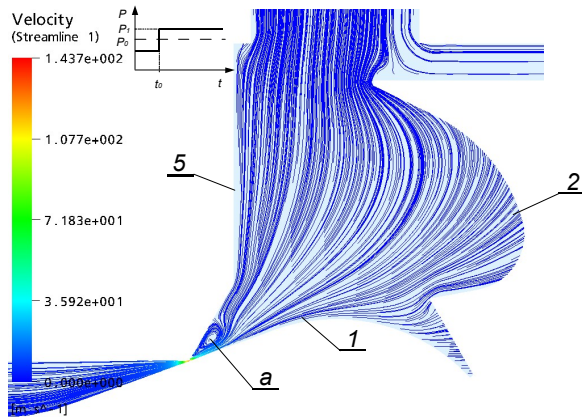


Rys. 91. Rozkład prędkości dla $t=t_0+17e-4$ s, $x=x_0+0.65$ mm;
1 – element wzniosowy,
2 – kierownica, 5 – gniazdo

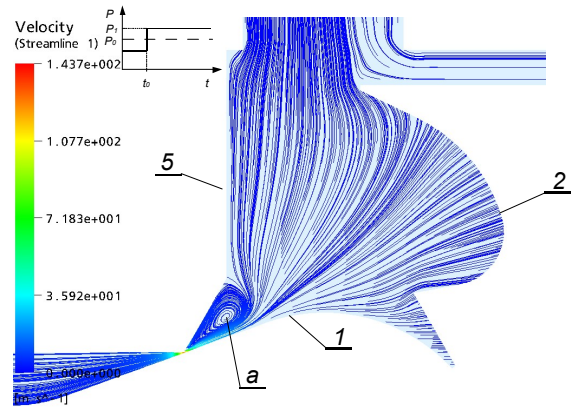


Rys. 92. Rozkład prędkości dla $t=t_0+20e-4$ s, $x=x_0+1$ mm;
1 – element wzniosowy,
2 – kierownica, 5 – gniazdo

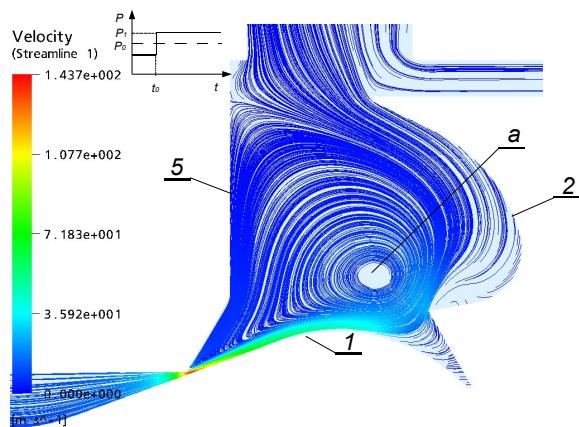
Rys. 93 – 100 przedstawiają zmiany w postaci linii prądu w funkcji czasu.



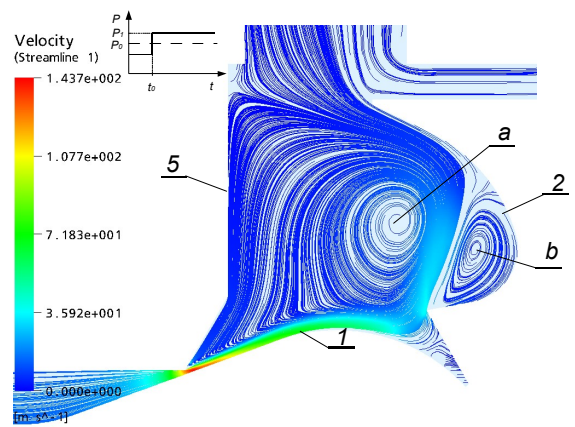
Rys. 93. Postać linii prądu dla $t=t_0+1e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania zawirowania strugi cieczy



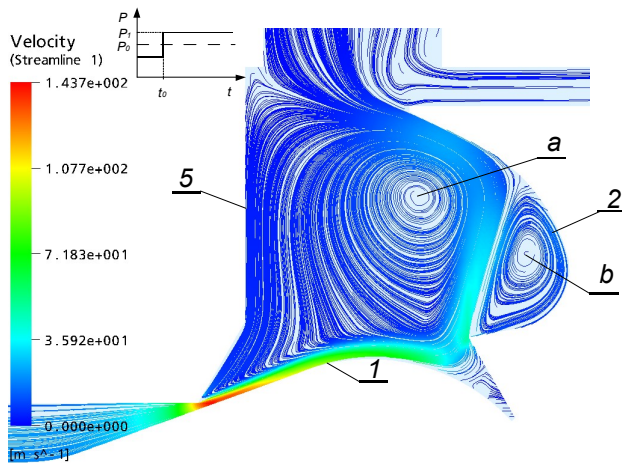
Rys. 94. Postać linii prądu dla $t=t_0+2e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania zawirowania strugi cieczy



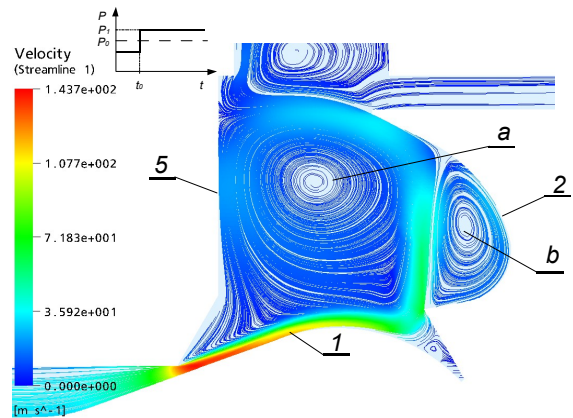
Rys. 95. Postać linii prądu dla $t=t_0+6e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania zawirowania strugi cieczy



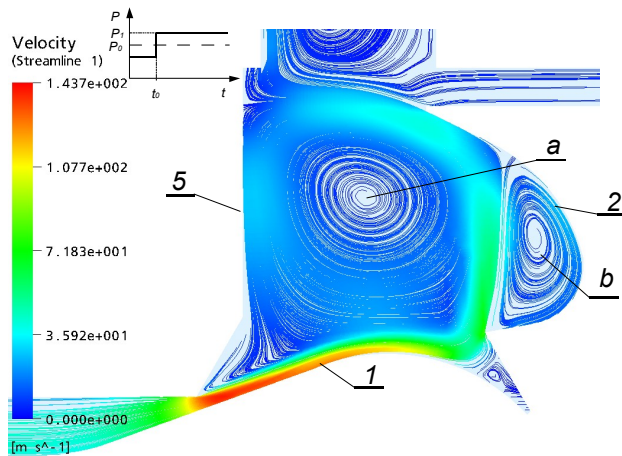
Rys. 96. Postać linii prądu dla $t=t_0+9e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania zawirowania strugi cieczy



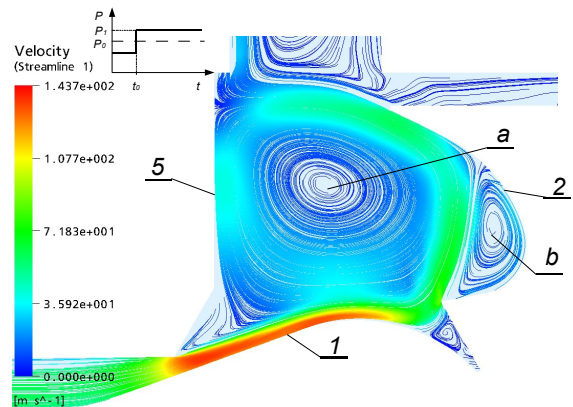
Rys. 97. Postać linii prądu dla $t=t_0+11e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania lokalnego zawirowania strugi cieczy, b – obszar zawirowania strugi cieczy w obszarze kierownicy



Rys. 98. Postać linii prądu dla $t=t_0+15e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania lokalnego zawirowania strugi cieczy, b – obszar zawirowania strugi cieczy w obszarze kierownicy



Rys. 99. Postać linii prądu dla $t=t_0+17e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania lokalnego zawirowania strugi cieczy, b – obszar zawirowania strugi cieczy w obszarze kierownicy



Rys. 100. Postać linii prądu dla $t=t_0+20e-4$ s; 1 – element wzniosowy, 2 – kierownica, 5 – gniazdo, a – obszar powstawania lokalnego zawirowania strugi cieczy, b – obszar zawirowania strugi cieczy w obszarze kierownicy

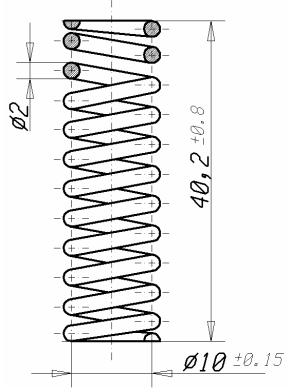
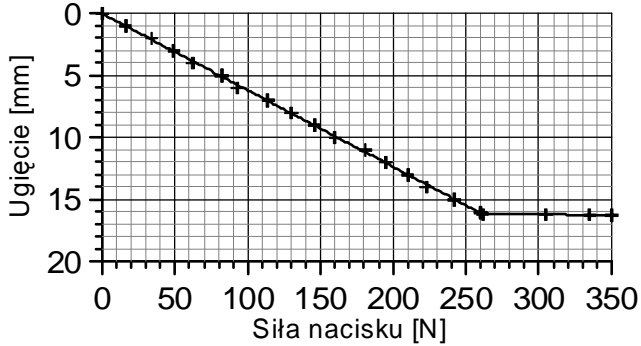
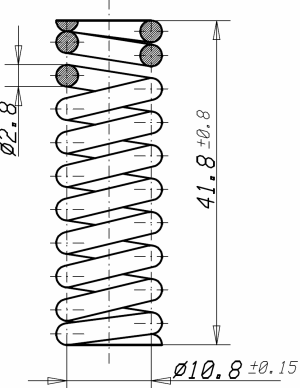
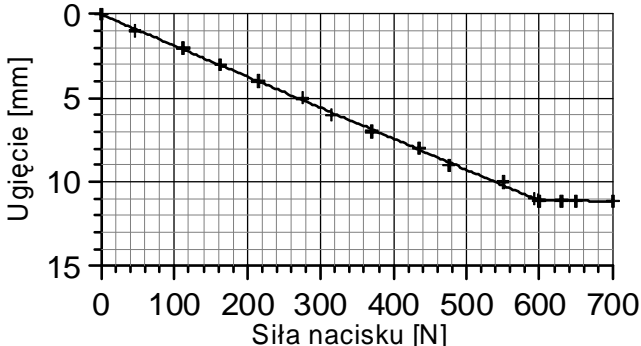
Przedstawione wyniki pozwalają zobrazować zjawiska przepływowe zachodzące w zaworze maksymalnym podczas pracy.

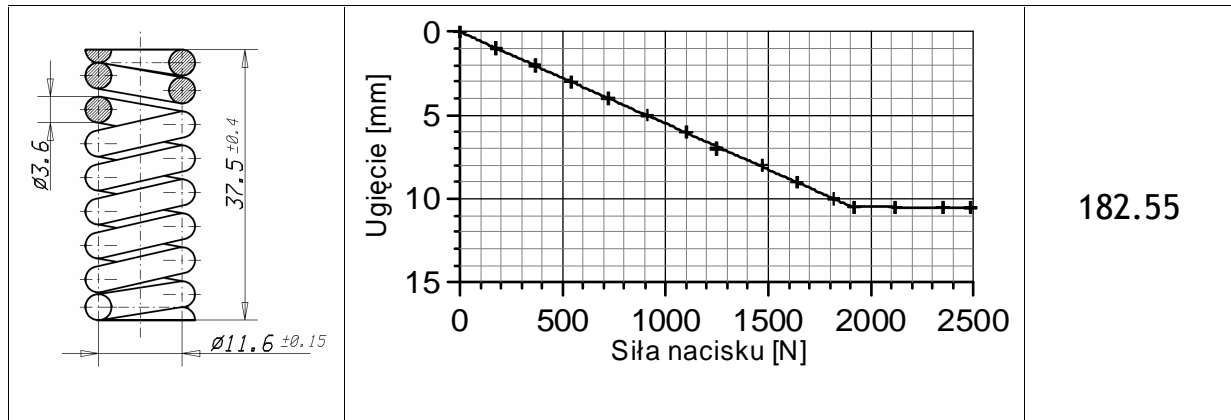
7. BADANIA DOŚWIADCZALNE

7.1. Charakterystyki sprężyn

Istotny wpływ na charakterystyki zaworu mają wartości sił działających na element wzniosowy. W stanie ustalonym siły hydrauliczne równoważone są siłą sprężyny. Zatem ich bilans decyduje o wielkości szczeliny sterującej zaworu. Ze względu na charakter pracy zaworu wskazana jest mała zmienność siły sprężyny. Prowadzi to do konieczności stosowania sprężyn o dużych wymiarach gabarytowych. Aby tego uniknąć stosuje się sprężyny o sztywności dopasowanej do określonego zakresu ciśnienia otwarcia. Stąd też właściwy dobór sprężyny ma istotny wpływ na charakterystyki zaworu. W tabeli 3 przedstawiono otrzymane w badaniach, charakterystyki wybranych sprężyn stosowanych w analizowanym zaworze.

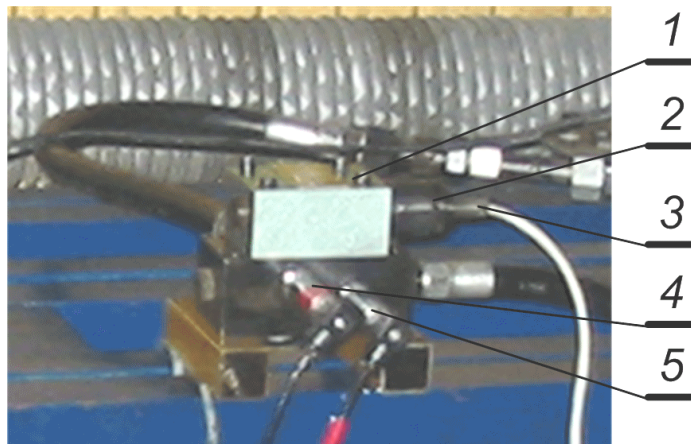
Tabela 3.
Zestawienie charakterystyk badanych sprężyn

	Charakterystyka	Sztywność [N/mm]
		16.17
		54.12



7.2. Siły hydrauliczne

Pomiar sił hydraulicznych wymaga ingerencji w konstrukcję zaworu. W tym celu zbudowano stanowisko, które umożliwiło dokonanie pomiaru na elementach roboczych zaworu. Wykonany tensometryczny przetwornik siły, wymiarami odpowiadający gabarytom sprężyny, umieszczono zamiast niej. Do mechanizmu nastawczego zaworu zamontowano przetwornik przemieszczenia, co pozwoliło mierzyć położenie elementu wzniosowego. Badany zawór wraz z przetwornikami pomiarowymi przedstawiono na rys. 101.



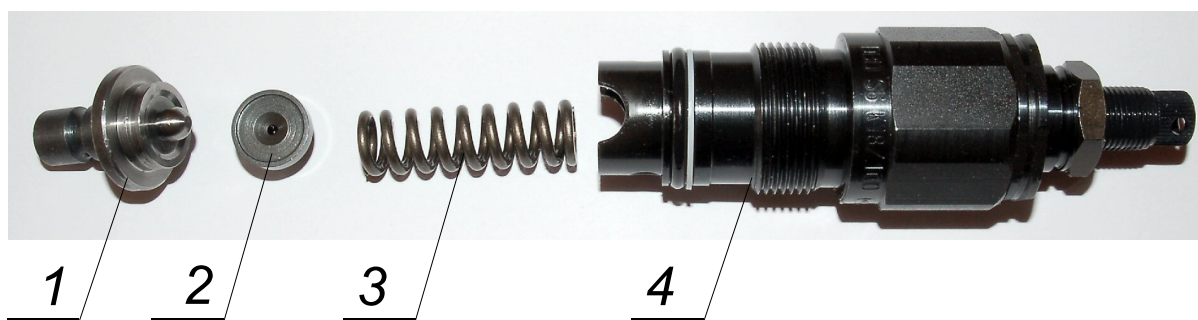
Rys. 101. Pomiar sił hydraulicznych; 1 – korpus zaworu, 2 – mechanizm nastawczy z przetwornikiem siły, 3 i 4 – przetworniki ciśnienia

W badaniach wykorzystano ten sam korpus zaworu, natomiast jego elementy wewnętrzne można było wymieniać po wykręceniu korpusu zespołu roboczego (rys. 102).



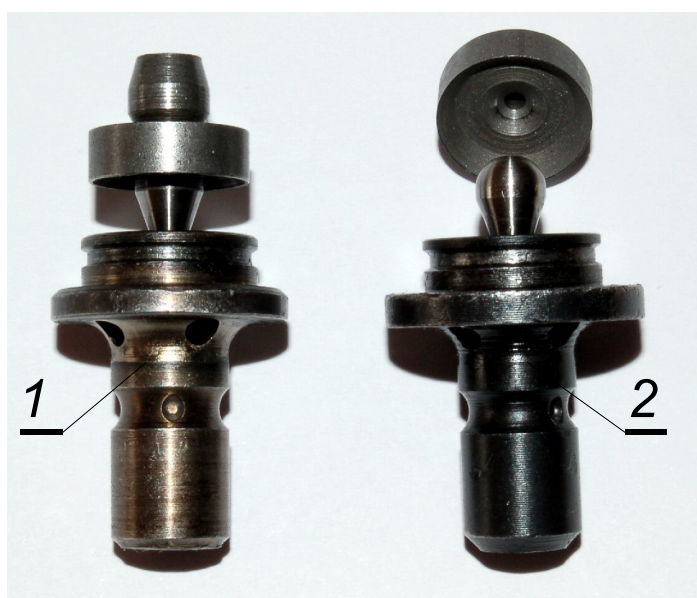
Rys. 102. Zespół roboczy badanego zaworu

Korpus zespołu roboczego zawiera gniazdo zaworu z elementem wzniosowym, kierownicą oraz sprężyną (rys. 103).

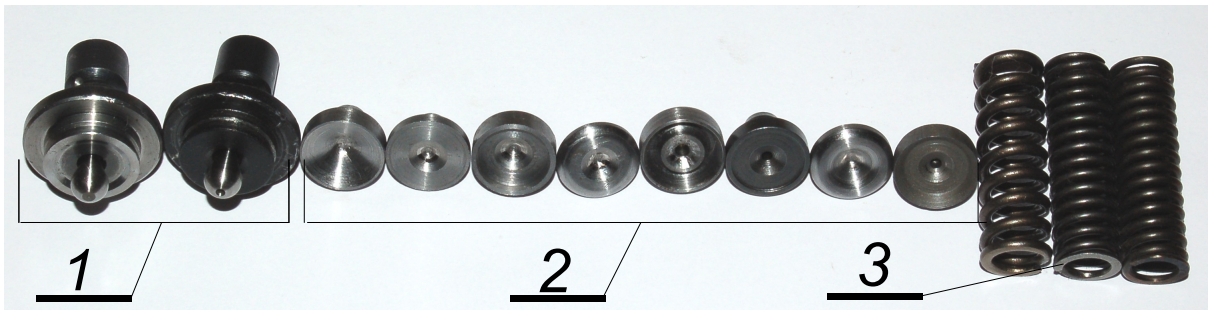


Rys. 103. Części zespołu roboczego zaworu; 1 – zespół gniazda z elementem wzniosowym, 2 – kierownica, 3 – sprężyna, 4 – korpus z mechanizmem nastawy ciśnienia

Na rys. 104 pokazano dwie wersje konstrukcyjne zespołu roboczego (element wzniosowy-kierownica): *W1* – element wzniosowy i kierownica wykonane jako jeden element, *W2* – element wzniosowy i kierownica wykonane jako elementy rozłączne.



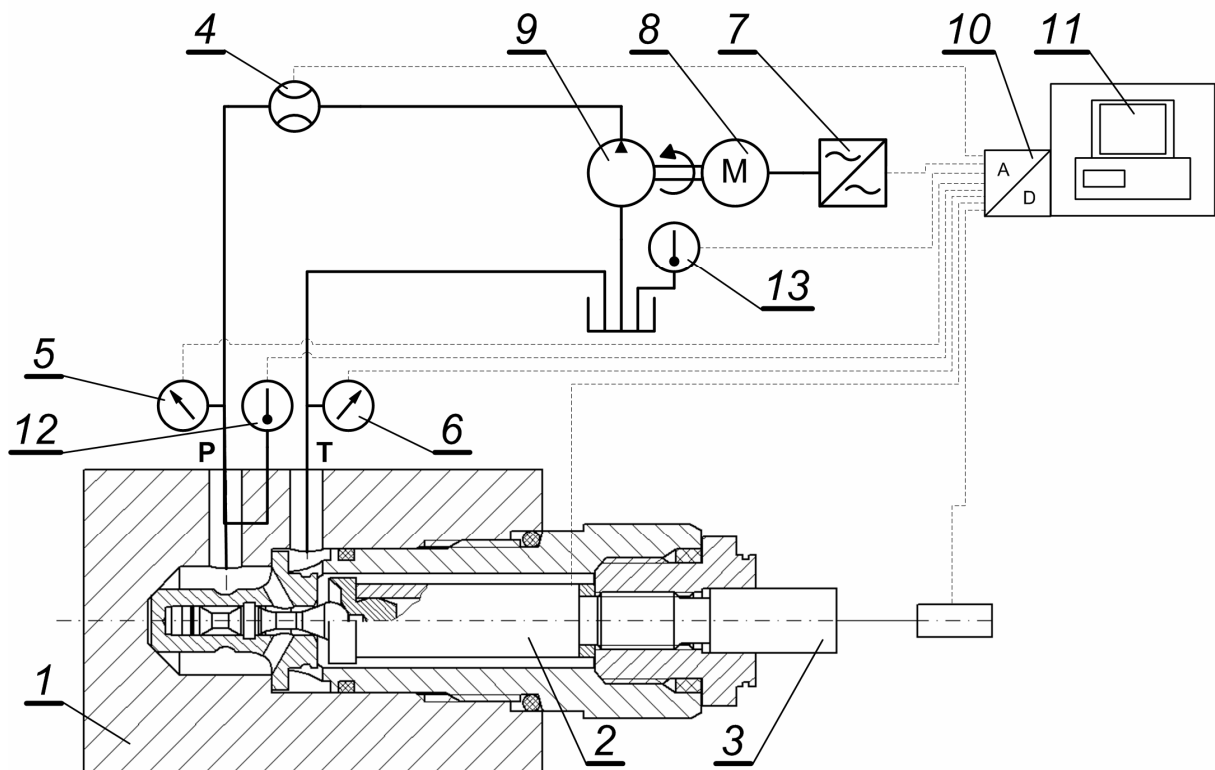
Rys. 104. Wersje konstrukcyjne zespołu roboczego (element wzniosowy-kierownica); *W1* – nierozłączna, *W2* – rozłączna



Rys. 105. Badane elementy zaworu:
1 – elementy wzniosowe z gniazdami, 2 – kierownice, 3 – sprężyny

7.2.1. Stanowisko badawcze

Schemat ideowy stanowiska przedstawiono na rys. 106 natomiast jego wygląd przedstawiono na rys. 107 i rys. 108.



Rys. 106. Schemat ideowy stanowiska badawczego; 1 – badany zawór, 2 – przetwornik siły, 3 – przetwornik przemieszczenia, 4 – przetwornik objętościowego natężenia przepływu, 5 i 6 – przetworniki ciśnienia, 7 – przetwornica częstotliwości, 8 – silnik elektryczny, 9 – pompa, 10 – zespół wzmacniająco-przetwarzający AC/CA, 11 – stacja akwizycji danych pomiarowych, 12 i 13 – przetworniki temperatury

Na stanowisku, badany zawór 1 zamontowano na stole montażowym. Do zaworu wmontowano przetwornik siły 2 i głowicę nastawczą z przetwornikiem przemieszczenia 3. Na zbudowanym stanowisku, zawór połączono hydraulicznie

z linią zasilającą P oraz z linią zlewową T . Ponadto w układzie zastosowano przetworniki ciśnienia 5 i 6 w liniach P i T , przetwornik objętościowego natężenia przepływu 4 oraz przetworniki temperatury 12 i 13. Objętościowym natężeniem przepływu na wejściu do zaworu sterowano przez zmianę wydajności pompy 9 za pomocą zmiany obrotów silnika napędowego 8 przy użyciu przetwornicy częstotliwości 7 i systemu komputerowego 10, 11. Stanowisko było wyposażone w układ stabilizacji temperatury.

Do pomiaru ciśnienia zastosowano przetworniki *Hottinger P3MA* (klasy 0,1) ze wzmacniaczami *KWS106A* (klasy 0,1). Do pomiaru objętościowego natężenia przepływu w linii zasilającej P zastosowano przetwornik *PMB1500* (klasy 0,3) z licznikiem impulsów *MZŁ* (klasy 0,3). Do przetwarzania sygnałów pomiarowych zastosowano kartę przetwornika A/C i C/A *PCI DAQ* 12bit typu *Advantech PC11711-A2* z 8 analogowymi wejściami, pracującymi w zakresie $0\div 10$ V i dwoma analogowymi napięciowymi portami wyjściowymi $0\div 10$ V. Do przyłączenia przewodów zastosowano terminal zaciskowy *Advantech PCLD-8710-A*, połączony z kartą kablem 68-pin *SCSI-II*. Układ zasilany był pompą *QR5120* firmy *Hamworthy*. Zmianę częstotliwości napięcia zasilającego silnik elektryczny realizowano przy pomocy przetwornicy częstotliwości *L300P* firmy *Hitachi* o zakresie zamiany częstotliwości $0,5\div 400$ Hz i mocy 22 kW. W układzie zastosowano zbiornik oleju o pojemności 300 dm^3 . Zastosowano olej *Hydraulic Premium 46* firmy *Statoil*.



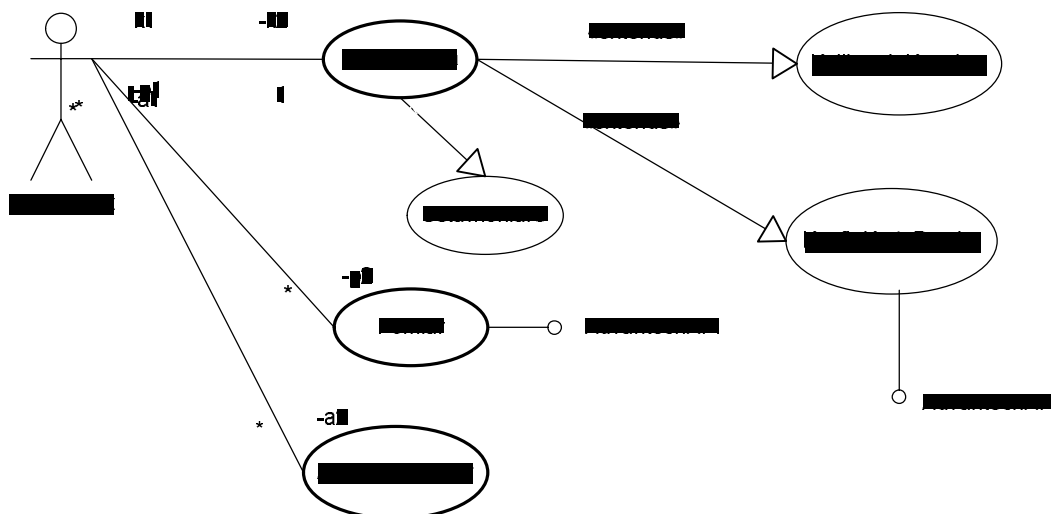
Rys. 107. Widok ogólny stanowiska badawczego



Rys. 108. Widok aparatury pomiarowej

Po dokonaniu wzorcowania przetworników pomiarowych, ustabilizowano temperaturę czynnika roboczego. Badania prowadzono przy temperaturze 45 – 50 °C, przy której lepkość kinematyczna cieczy zawiera się w przedziale 50 – 80 mm²/s. Zakres regulacyjny mocy stanowiska wynosił od 0.5 do 22.0 kW.

Do pomiaru i akwizycji danych napisano własne oprogramowanie w środowisku *Delphi 7*. W budowie programu wykorzystano techniki programowania zorientowanego obiektowo, tak jak mechanizm dziedziczenia i polimorfizm oraz wielowątkowość. Napisany program realizował badania zaworu w cyklu automatycznym. Na rys. 109 – 112 przedstawiono schemat ideowy wykonanego oprogramowania, przy wykorzystaniu diagramów języka *UML 2.0*.



Rys. 109. Diagram przypadków użycia

Z przedstawionego na rys. 109 diagramu wynika, że użytkownik programu ma do dyspozycji trzy główne przypadki użycia:

- konfiguracja programu (*Konfiguracja*),
- prowadzenie pomiarów (*Pomiar*),
- analiza wyników badań (*AnalizaWynikow*).

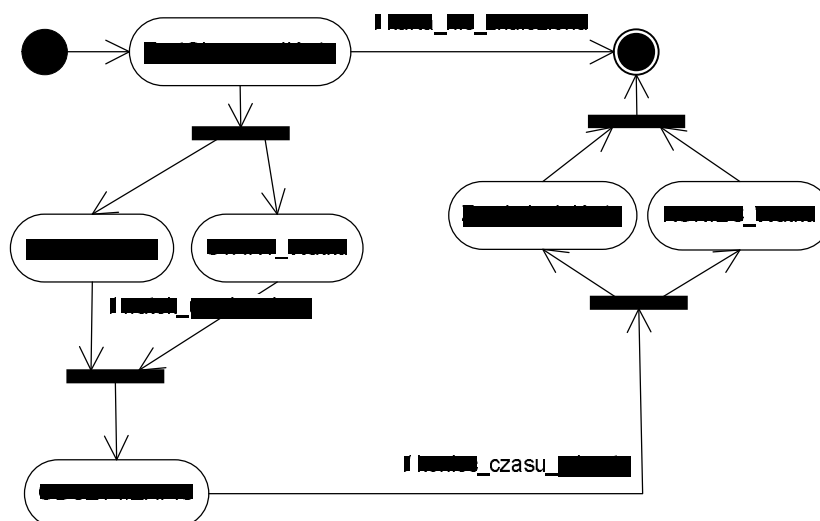
W zakres konfiguracji wchodzi ustawienia dotyczące operacji wejścia – wyjścia *UstawieniaIO*. Są to np. ścieżki, pliki inicjalizacyjne czy też formaty zapisu plików wynikowych. W zakres konfiguracji wchodzi również ustawienia dotyczące karty pomiarowej Advantech *KonfigKartyPomiar* oraz ustawienia poszczególnych kanałów komunikacji z kartą pomiarową *KalibracjaKanalow*. Przypadki użycia *KonfigKartyPomiar* i *Pomiar* wykorzystują interfejs *AdvantechAPI* do sterownika fizycznej karty pomiarowej *Advantech PCL-1711-A2*, zainstalowanej w komputerze na stanowisku badawczym.



Rys. 110. Diagram klas programu

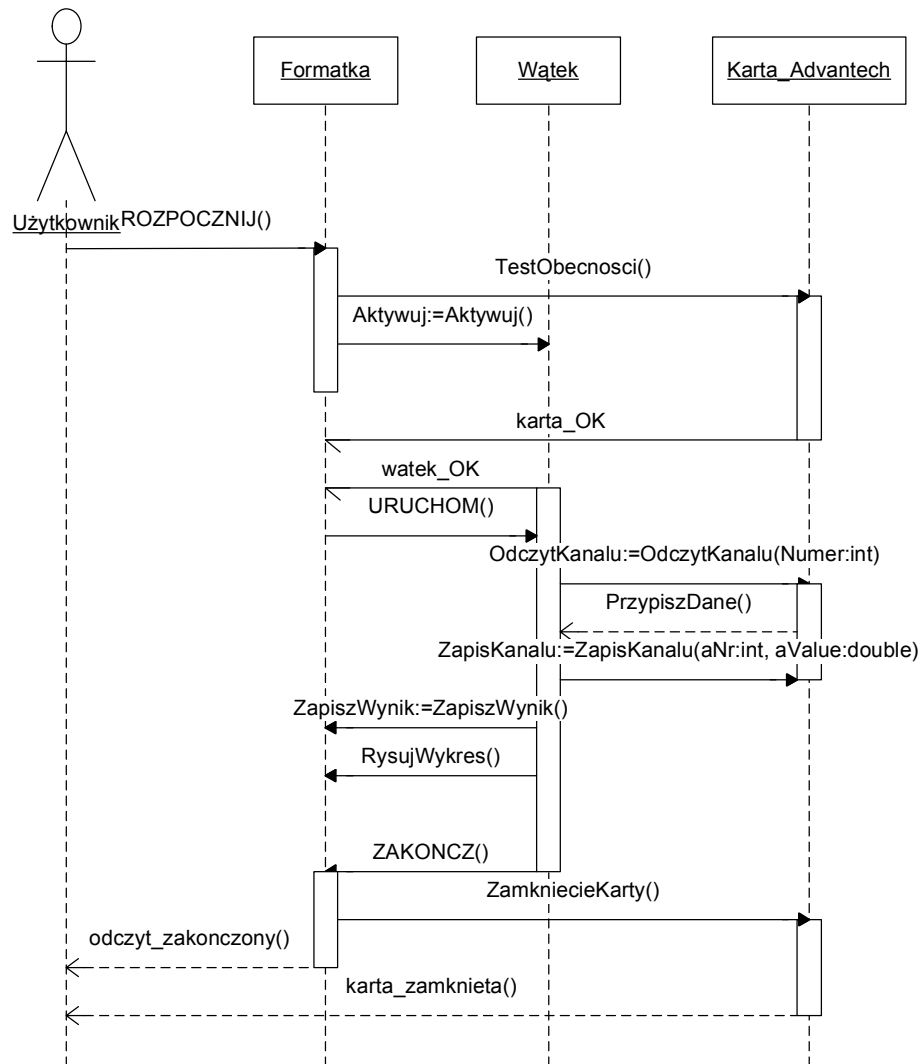
Przedstawiony na rys. 110 diagram zawiera definicje pięciu klas, z których dwie: *fmMain* i *fmKonfiguracja* są związane z formatkami programu. Klasa *fmMain* opisuje główną formatkę programu, z której użytkownik może modyfikować ustawienia konfiguracyjne za pomocą formatki klasy *fmKonfiguracja* oraz uruchomić wątek pomiarowy za pomocą obiektu klasy *clWatekPomiarowy*. Ustawienia konfiguracyjne są zapisywane w polach obiektu klasy *clAdvantech*, którego jednym ze składników jest lista obiektów klasy *clKanal*. Obiekt klasy *clWatekPomiarowy* wykorzystuje aktualne ustawienia konfiguracyjne (klasa *clAdvantech*) do przeprowadzenia procesu badania zaworu, na który składają się odczyty danych z przetworników pomiarowych i wysyłanie sygnału sterującego do przetwornicy częstotliwości. Wartości odczytywane z przetworników pomiarowych są przedstawiane w czasie rzeczywistym w postaci wykresu na głównej formatce programu za pomocą synchronizowanej procedury o nazwie *Odrysuj()*.

Na rys. 111 i 112 przedstawiono diagram czynności i diagram sekwencji dla przypadku użycia *Pomiar*, który jest najważniejszym przypadkiem z punktu widzenia funkcjonalności programu.



Rys. 111. Diagram czynności dla przypadku użycia *Pomiar*

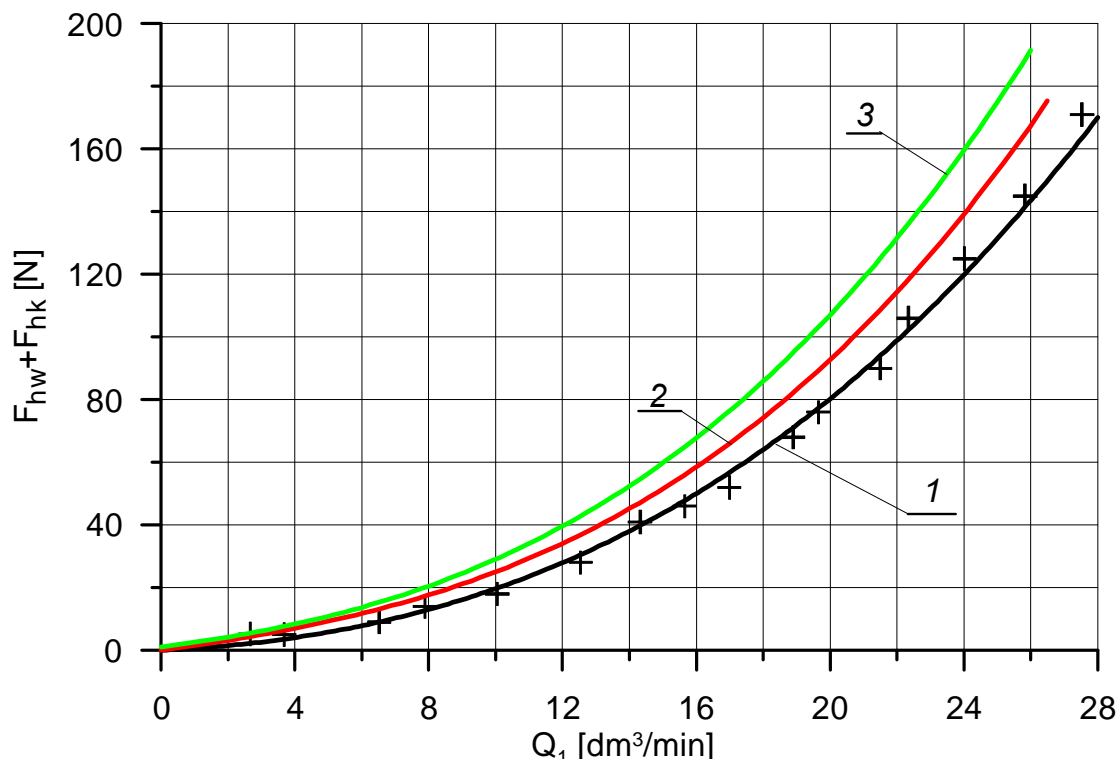
Z diagramu czynności przedstawionego na rys. 111 wynika, że proces prowadzenia badań zaworu przebiega w następujący sposób: w pierwszej kolejności testowana jest poprawność zainstalowania karty pomiarowej *TestObecnosciKarty*. Jeżeli test zostanie zakończony pomyślnie, następuje otwarcie kanału komunikacyjnego z kartą *OtwarcieKarty* oraz uruchomienie wątku pomiarowego *START_Watku*. Wątek pomiarowy odczytuje oraz zapisuje dane (*ODCZYT/ZAPIS*) przez zadany okres czasu lub do momentu przerwania procesu przez użytkownika. Po zakończeniu procesu następuje zamknięcie połączenia z kartą pomiarową *ZamkniecieKarty* i zakończenie pracy wątku pomiarowego *KONIEC_Watku*.

Rys. 112. Diagram sekwencji dla przypadku użycia *Pomiar*

Jak wynika z rys. 112, w procesie pomiaru biorą udział obiekty trzech klas: *Formatka* klasy *fmMain*, *Watek* klasy *clWatekPomiarowy* i *Karta_Advantech* klasy *clAdvantech*. Wykorzystana w tym diagramie struktura klas została przedstawiona na rys. 110. Użytkownik rozpoczyna proces pomiaru poprzez wywołanie metody *ROZPOCZNIJ()* z obiektu formatki. Po otrzymaniu sygnału od użytkownika, obiekt formatki wywołuje odpowiednie metody inicjalizacyjne obiektów *Karta_Advantech* i *Watek*. Po otrzymaniu komunikatów potwierdzających (*karta_OK* i *Watek_OK*) w obiekcie wątku (*URUCHOM()*) następuje uruchomienie procedury badań. Przez zadany okres czasu obiekt wątku za pośrednictwem interfejsu karty pomiarowej odczytuje dane z przetworników (metoda *OdczytKanal()*), wysyła sygnały sterujące (metoda *ZapisKanal()*) i rejestruje odczytane dane (metoda *ZapiszWynik()*). Po zakończeniu badań (metoda *ZAKOŃCZ()*) następuje zamknięcie karty pomiarowej i wysłanie odpowiednich komunikatów dla użytkownika programu.

7.2.2. Badania sił hydraulicznych

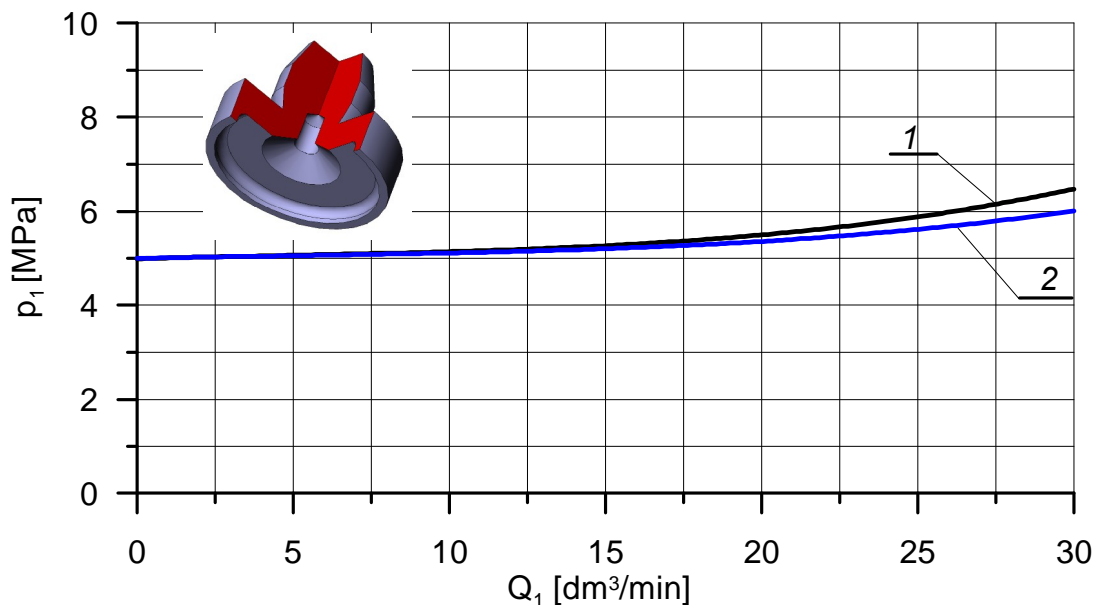
Na rys. 113 przedstawiono porównanie sił hydraulicznych uzyskanych w badaniach doświadczalnych oraz podczas badań modelowych metodą *CFD*. Wyniki badań porównano za pomocą współczynnika korelacji z wynikami dla analizy trójwymiarowej. W badanym zakresie objętościowego natężenia przepływu wartość współczynnika korelacji wynosiła 0.96.



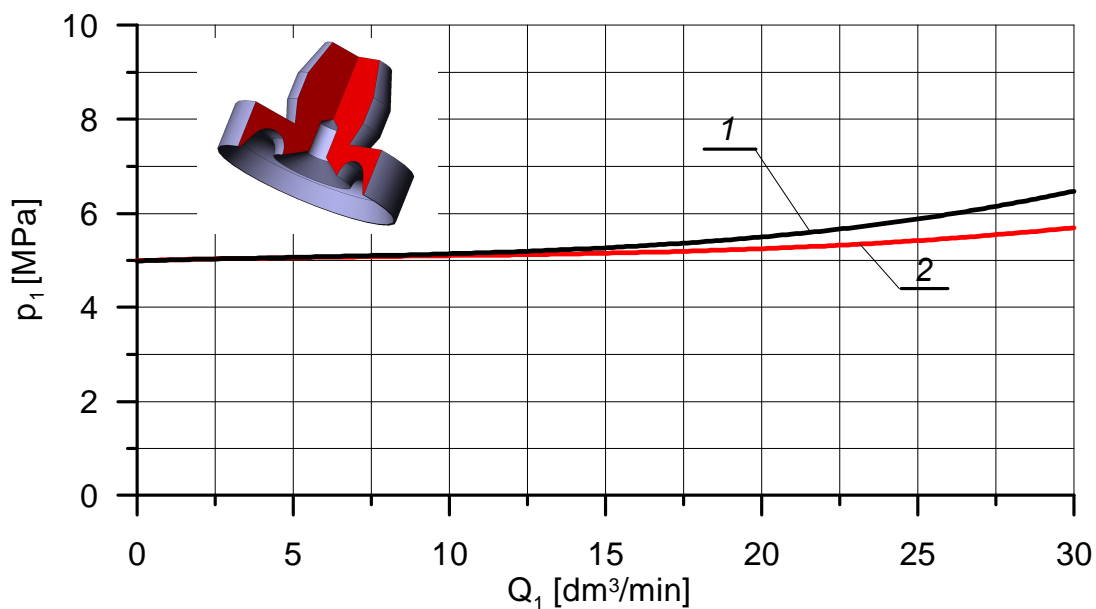
Rys. 113. Porównanie wartości sił hydraulicznych;
1 – badania, 2 – model 3D, 3 – model 2D, otwarcie 0.65 mm

7.3. Wyznaczenie charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych

W trakcie prowadzonych badań wyznaczono charakterystyki ciśnieniowo-przepływowe różnych konstrukcji zaworu dla ustalonych nastaw ciśnienia otwarcia oraz dla sprężyn o różnych sztywnościach. Na rys. 114 przedstawiono charakterystykę dla rozwiązania konstrukcyjnego 1 oraz ze zmodyfikowaną kierownicą 2.



Rys. 114. Porównanie charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych; 1 – oryginał, 2 – zmodyfikowana kierownica, ciśnienie otwarcia zaworu $p_0=5$ MPa

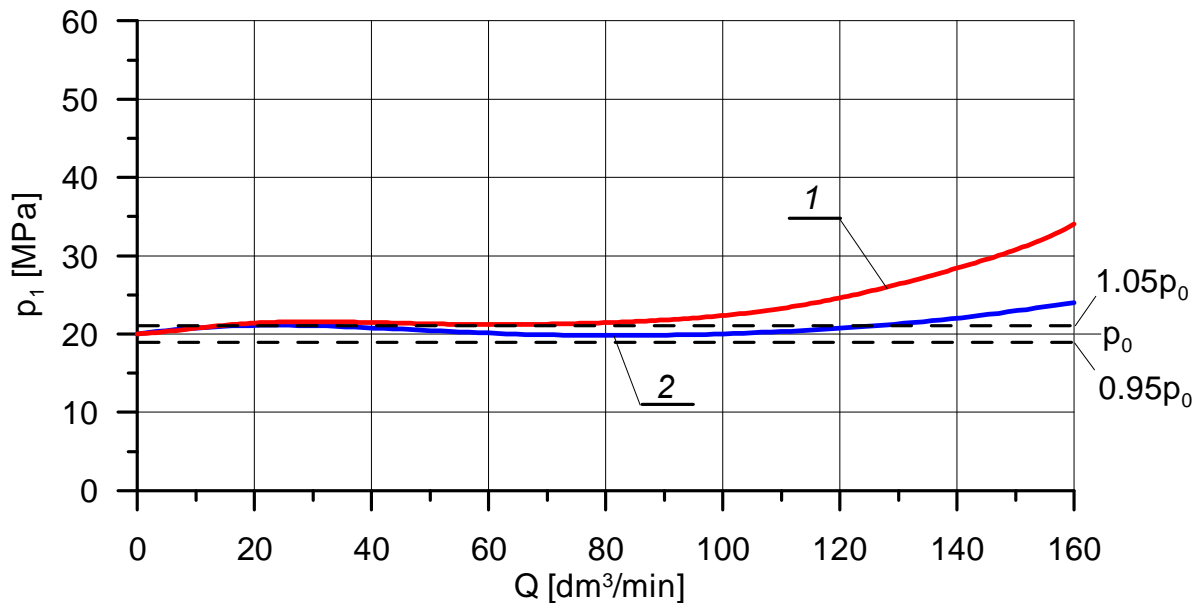


Rys. 115. Porównanie charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych; 1 – oryginał, 2 – zmodyfikowana kierownica, ciśnienie $p_0=5$ MPa

7.4. Kształtowanie charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych

Przedstawiona metodyka modelowania może być rozszerzona na inne wielkości nominalne zaworu do opracowania konstrukcji zaworu o zadanej charakterystyce. Metodyka ta została wykorzystana do rozwiązania problemu występującego w urządzeniach dźwigowych, w których wymagane odchylenie od ciśnienia otwarcia nie może przekraczać 5%. W takich sytuacjach zwykle stosuje się dwa zawory o nieznacznie różniących się nastawach. Dlatego zaproponowano opracowanie

nowego rozwiązania konstrukcyjnego zaworu w oparciu o opracowaną metodykę. Na rys. 116 pokazano charakterystykę ciśnieniowo-przepływową opracowanego zaworu dla ciśnienia otwarcia $p_0 = 20$ MPa.



Rys. 116. Charakterystyka ciśnieniowo-przepływowa zaworu;
1 – wersja oryginalna, 2 – zaproponowane rozwiązanie

Jak wynika z przedstawionego wykresu, nowa konstrukcja pozwoliła uzyskać zwiększenie zakresu działania zaworu o blisko 50 %, przy odchyleniu poniżej 5 % od charakterystyki idealnej

7.5. Wnioski z badań doświadczalnych

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych sformułowano następujące wnioski:

- Siły hydrauliczne, które można kształtować za pomocą zmiany geometrii zaworu, mają istotny wpływ na charakterystyki ciśnieniowo-przepływowe zaworu.
- Kształt charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych w znacznym stopniu zależy od sztywności sprężyny.
- Zbudowane stanowisko pozwoliło zmierzyć siły hydrauliczne, działające na element wzniosowy zaworu.

8. METODYKA MODELOWANIA

Zawory maksymalne należą do najbardziej rozpowszechnionych elementów hydraulicznych. Dla kształtowania ich konstrukcji istnieją wypracowane normy i standardy obejmujące relacje geometryczne przyłączy, sposoby wyznaczania charakterystyk, itp. Opracowanie tych standardów przez środowisko napędów i sterowania hydraulicznego pozwala na porównanie zaworów o tych samych wielkościach nominalnych, jak również stwarza możliwość ich wymienności w systemie hydraulicznym, biorąc pod uwagę charakterystyki ciśnieniowo-przepływowe. Podstawowe parametry, które muszą być uwzględnione w konstrukcji zaworu to:

- błąd odchylenia ciśnienia od wartości zadanej w funkcji objętościowego natężenia przepływu,
- zakres objętościowego natężenia przepływu,
- zakres regulacji nastaw ciśnienia.

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury, własnych badań modelowych metodami *CFD* oraz badań doświadczalnych, można sformułować metodykę kształtowania konstrukcji i modelowania zaworów maksymalnych bezpośredniego działania, składającą się z następujących kroków:

I. Wymiarowanie zaworu.

- 1) Określenie wymagań dla zaworu: zakres ciśnienia regulacji oraz objętościowego natężenia przepływu, dopuszczalny błąd odchylenia charakterystyki.
- 2) Wstępne wyznaczenie parametrów zaworu według ogólnie znanych reguł projektowania.
- 3) Kształtowanie właściwości dynamicznych zaworu metodami o parametrze skupionym.

II. Modelowanie zaworu metodą *CFD*.

- 1) Wykonanie modelu geometrycznego zaworu.

Wykonanie modelu trójwymiarowego obiektu w systemie *CAD*, a następnie wyodrębnienie geometrii dróg przepływowych właściwe dla badanych zjawisk.

- 2) Przygotowanie modelu geometrii dróg przepływowych do generowania siatki.

W celu ograniczenia czasu obliczeń należy stosować uproszczenia,

polegające na wykorzystywaniu symetrii dróg przepływowych lub założeniu przepływu osiowosymetrycznego.

W przypadku braku możliwości zastosowania komórek regularnych (czworokątnych w przypadku modelu płaskiego, prostopadłościennych dla modeli przestrzennych) konieczne jest dokonanie podziału geometrii na mniejsze fragmenty.

3) Generowanie siatek.

Siatki oparte na współrzędnych krzywoliniowych, związanych z brzegami obszaru drogi przepływowej są zagęszczane w sposób automatyczny w miejscach zmiany przekroju. W przeciwnym przypadku należy stosować zagęszczenie siatek podczas ich generowania.

Dla analizy *FSI* siatki należy wykonać z uwzględnieniem ich deformacji, bez możliwości powstawania komórek zdegenerowanych. W sytuacji, gdy nie ma możliwości wykonania siatki dla całego zakresu otwarcia zaworu opracowuje się modele dla kilku przedziałów.

4) Adaptacja siatki.

Jakość i gęstość siatki ma decydujące znaczenie dla dokładności obliczeń. Jej zagęszczanie bez znacznego wydłużenia czasu obliczeń, można uzyskać stosując kryteria adaptacyjne. Jednakże niewłaściwy dobór tych kryteriów może prowadzić do niestabilności numerycznej lub braku rozwiązania zadania.

5) Założenia dla analizy *CFD*.

Zazwyczaj analizę *CFD* przeprowadza się w warunkach ustalonych korzystając z założeń przedstawionych w rozdziale 4.3.2.

W przypadku analizy *FSI* należy dobrać odpowiedni krok czasowy.

W dostępnej literaturze stosuje się modele turbulencji *k-ε/RNG* lub *RSM*. Parametry przepływu turbulentnego ustala się na podstawie informacji zawartych w literaturze oraz zalecanych w dokumentacji programów [91], [94].

6) Warunki brzegowe.

Analiza *CFD* zazwyczaj jest wykonywana z pominięciem cech geometrycznych powierzchni elementów (chropowatość wynikająca z procesu technologicznego) oraz poślizgu cieczy na elementach opływanych.

Istotne znaczenie dla celu prowadzonej analizy ma również sformułowanie odpowiednich warunków brzegowych, określających

warunki przepływu cieczy w zaworze (warunki definiowane na wlocie i wylocie).

7) Określenie równań ruchu elementów roboczych dla metody *FSI*.

W przypadku stosowania metod *FSI* należy przekształcić równania opisujące ruch elementów roboczych stosując schematy różnicowe.

III. Kształtowanie geometrii elementów zaworu przy wykorzystaniu metod *CFD* w celu uzyskania zadanych wymagań:

1. Wykonanie analizy dla modelu osiowosymetrycznego.
2. Wykonanie analizy dla modelu trójwymiarowego.
3. Porównanie rozkładów prędkości i ciśnienia dla roboczego zakresu ruchu elementu wzniosowego, w celu oceny przydatności modelu płaskiego.
4. Analiza sił hydraulicznych dla ustalonego zakresu roboczego ciśnienia w funkcji objętościowego natężenia przepływu.
5. Modyfikacja geometrii elementów zaworu.
6. Analiza zjawisk występujących podczas ruchu elementów roboczych zaworu przy zastosowaniu metody *FSI*.

9. PODSUMOWANIE

W pracy podjęto zadanie opracowania metodyki modelowania popularnych zaworów hydraulicznych, jakimi są zawory maksymalne bezpośredniego działania, przy wykorzystaniu metod modelowania komputerowego. Dokonano przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych i do badań modelowych wykorzystano zawór maksymalny bezpośredniego działania wyposażony w tłumik drgań oraz kierownicę przepływu. Po analizie literatury z zakresu modelowania zaworów hydraulicznych oraz konstrukcji przedstawianych w katalogach producentów i opisach patentowych stwierdzono, że istotny wpływ na charakterystyki ciśnieniowo-przepływowe ma geometria elementów roboczych zaworu. Ponadto, stwierdzono występowanie problemów w obliczeniu sił hydraulicznych oddziałujących na element wzniosowy zaworu. Stąd też w pracy główny nacisk położono na modelowanie z wykorzystaniem metod *CFD* oraz wypracowanie odpowiedniej metodyki modelowania.

W rozdziale 3.1 dokonano przeglądu literatury i wykazano, że mimo zaangażowania wielu ośrodków naukowych oraz firm produkujących zawory maksymalne, występuje problem z kształtowaniem ich charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych. Stwierdzono dużą liczbę rozwiązań patentowych zaworów maksymalnych, co świadczy o potrzebie rozwoju tych konstrukcji. Z analizy rozwiązań patentowych wynika, że jednym z najtrudniejszych zadań jest profilowanie przepływu cieczy przez zawór oraz kształtowanie konstrukcji elementów roboczych zaworu.

W rozdziale 3.3 przedstawiono analizę literatury, która dotyczy zagadnień i problemów numerycznego modelowania zjawisk przepływowych w zaworach hydraulicznych przy wykorzystaniu metody *CFD*. Analizując prace, uznanych w tym zakresie ośrodków naukowo-badawczych takich jak: *Imamoter* (Włochy), *Kataloński Uniwersytet Techniczny* (Hiszpania), zauważono, że jakościowe kształtowanie konstrukcji zaworów maksymalnych może być realizowane przy wykorzystaniu metody *CFD*.

Rozdział 3.4.3 dotyczy jednego z najbardziej istotnych problemów modelowania *CFD*, jakim jest budowanie siatki dróg przepływowych. Jej jakość ma istotne znaczenie dla uzyskania efektywności i wiarygodności obliczeń. Dokonano analizy różnych algorytmów generowania siatek oraz przedstawiono ich wady i zalety.

Rozdziały 3.5, 3.6 oraz 3.7 dotyczą zagadnienia związanego z metodami numerycznymi stosowanymi w metodach *CFD*.

Rozdział 3.8 podejmuje zagadnienia modelowania zjawisk występujących przy przepływie turbulentnym.

Rozdział 3.9 podejmuje zagadnienie obliczania sił hydrodynamicznych w zaworach maksymalnych.

W rozdziale 4 przedstawiono etapy modelowania zaworu maksymalnego bezpośredniego działania: budowa modelu dróg przepływowych i generowanie modelu dyskretnego dla dwu i trójwymiarowej analizy *CFD*.

W rozdziale 4.3.3 przedstawiono model dwuwymiarowy osiowosymetryczny, który przebadano dla ustalonych położenia elementów ruchomych zaworu. Analizę wykonano w programie *Fluent*. Uzyskano szereg cennych informacji, takich jak: rozkłady prędkości, ciśnienia, postacie linii prądu oraz wartości sił hydraulicznych.

W rozdziale 4.3.4 przedstawiono analizę zjawisk przepływowych dla modelu trójwymiarowego przy zastosowaniu programu *Fluent*. W celu porównania wyników analizy dwu i trójwymiarowej, obliczenia wykonano dla jednakowych warunków przepływowych. Na modelu trójwymiarowym wykazano, że przepływ cieczy przez badany zawór jest przepływem osiowosymetrycznym w określonych obszarach. Różnice pomiędzy modelem osiowosymetrycznym i trójwymiarowym osiągały wartości od kilku do kilkunastu procent w przypadku sił hydraulicznych,

W rozdziale 5 sprawdzono wpływ geometrii kierownicy zaworu maksymalnego na wartości sił hydraulicznych. Początkowo analizę *CFD* prowadzono na modelach płaskich, osiowosymetrycznych dla dwóch wariantów rozwiązań konstrukcyjnych zespołu roboczego (elementu wzniosowego i kierownicy). Następnie wykorzystano możliwości zintegrowanego systemu *CAD* z systemem *CFD* (*SolidWorks* wraz z *COSMOSFloWorks*), w celu poszukiwania geometrii kierownicy, pozwalającej uzyskać poprawę charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych zaworu.

W rozdziale 5.4 wyznaczono nieliniową charakterystykę sprężyny, która pozwala uzyskać stałe ciśnienie w układzie hydraulicznym niezależnie od objętościowego natężenia przepływu cieczy przepływającej przez zawór.

Rozdział 6 dotyczy zastosowania metody *FSI* (*Fluid Solid Interaction*), pozwalającej analizować oddziaływanie cieczy na elementy robocze zaworu. Opracowano sposób prowadzenia takiej analizy dla zaworu maksymalnego wykorzystując program *ANSYS CFX* i przedstawiono go w postaci schematu ideowego. Przedstawiono również problemy związane z generowaniem siatki.

Rozdział 7 dotyczy badań doświadczalnych. Ze względu na wymiary geometryczne zaworów oraz warunki pracy, nie ma możliwości badania rozkładów prędkości i ciśnienia wewnątrz zaworu. Natomiast możliwe jest badanie skutków

wywołanych zjawiskami przepływowymi poprzez pomiar sił hydraulicznych oraz charakterystyk ciśnieniowo-przepływowych.

Rozdział 7.1 dotyczy wyznaczenia charakterystyk sprężyn.

Rozdział 7.2 dotyczy wyznaczenia sił hydraulicznych. Do ich zbadania wykonano czujnik siły oraz stanowisko z komputerową akwizycją danych.

W rozdziale 7.3 przedstawiono wyniki pomiarów sił hydraulicznych uzyskanych w badaniach oraz analizie *CFD*.

W rozdziale 7.4 przedstawiono wyniki prac prowadzonych na zlecenie firmy *Ponar Wadowice*. Miały one na celu wykorzystanie przedstawionej w pracy metodyki modelowania zaworów maksymalnych do opracowania konstrukcji zaworu spełniającego następujące założenia: zmniejszenie odchylenia charakterystyki zaworu do 5% (standardowo 10%) dla nastawy ciśnienia 20 MPa w zakresie objętościowego natężenia przepływu 0-120 dm³/min. W wyniku przeprowadzonej analizy komputerowej uzyskano wymaganą dokładność charakterystyki zaworu oraz zwiększenie jego zakresu działania o około 40%. W rozdziale tym przedstawiono charakterystykę ciśnieniowo-przepływową dla opracowanego zaworu maksymalnego.

W rozdziale 8 sformułowano metodykę kształtowania konstrukcji i modelowania zaworów maksymalnych. Omówiono ogólne warunki kształtowania konstrukcji zaworu oraz obszernie przedstawiono metodykę modelowania metodami *CFD* i *FSI* w zastosowaniu do zaworów maksymalnych.

9.1. Wnioski użytkowe

Na podstawie przeprowadzonych analiz metodami *CFD* i *FSI*, przy zastosowaniu programów komputerowych *SolidWorks*, *COSMOSFloWorks*, *Fluent*, *ANSYS CFX*, wykazano, że:

1. Metoda *CFD* jest przydatna do analizy zjawisk przepływowych występujących w zaworach maksymalnych.
2. Wartości sił hydraulicznych działających na elementy zaworu, wyznaczone w badaniach symulacyjnych oraz w badaniach doświadczalnych, były zbliżone. Pozwala to stwierdzić, że skutki oddziaływania cieczy na elementy ruchome zaworu mogą być wyznaczone przy wykorzystaniu metod *CFD*. Możliwe jest kształtowanie charakterystyki ciśnieniowo-przepływowej zaworu przez modyfikację geometrii elementów zaworu.
3. Wykorzystując metodę *CFD* wyznaczono nieliniową charakterystykę sprężyny, która w zadanym zakresie objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia koryguje niekorzystny wpływ wartości sił hydrodynamicznych.

9.2. Wnioski przyszłościowe

Na podstawie wykonanej pracy sformułowano następujące wnioski o charakterze przyszłościowym:

1. Zbudowane modele *CAD* i *CFD* mogą być wykorzystywane do dalszych analiz i prac rozwojowych.
2. Stanowisko badawcze do pomiaru sił hydraulicznych może być dalej rozwijane i ukierunkowane na prace aplikacyjne, w celu dalszego doskonalenia konstrukcji elementów zaworów.
3. Opracowanie metodyki badań symulacyjnych zaworów hydraulicznych przy wykorzystaniu systemów wieloprocessorowych oraz obliczeń równoległych.
4. Prowadzenie analiz w celu rozwoju konstrukcji zaworu ukierunkowanych na nowe, ekologiczne czynniki robocze oraz materiały konstrukcyjne.
5. Opracowanie sprężyn o nieliniowych charakterystykach korygujących niekorzystne działanie sił hydrodynamicznych.
6. Wykorzystanie interfejsu *API* (ang. *Application Programming Interface*) programów *SolidWorks* i *COSMOSFloWorks* do automatyzacji procesu kształtowania i optymalizacji geometrii elementów zaworu.

10. LITERATURA

10.1. Publikacje książkowe, artykuły i materiały konferencyjne

- [1] Andersen O. T. i inni, *Using CFD to establish a correlation between design parameters and performance characteristics for seat valves*, 1st International Conference on Computational Method in Fluid Power Technology, Melbourne 2003
- [2] Andersen T. O., Hansen M. R., Sørensen H. L., Conrad F., *Design of single stage pressure relief valve using time domain simulation and CFD analysis*, Proceedings of the Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP'2005), 2005
- [3] Amirante R., *Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool*, Energy Conversion and Management, Volume 47, Issue 1, January 2006
- [4] Barman P., *Computational Fluid Dynamics (Cfd) analysis to predict and control the cavitation erosion in a hydraulic control valve*, Caterpillar Inc., SAE Technical Papers, 2002
- [5] Borghi M., Milani M., *CFD as a design tool for fluid power components*, International Workshop on Computer Software for Design, Analysis and Control of Fluid Power Systems, pages 15-26, Trondheim, Norway, 17-19 February 1999
- [6] Borghi M., Paltrinieri F., Milani M., *The effect of flow forces compensating profile on the metering characteristics of a conical seat valve*, Università di Modena e Reggio Emilia, SAE Technical Papers, 2004
- [7] Brandys P., *Synchronization of Hydraulic Cylinder Displacements*, 3rd FPNI PhD Symposium, Barcelona, lipiec 2004
- [8] Cannon R. H., *Dynamika układów fizycznych*, WNT, Warszawa 1973
- [9] Czyżycki W., Lisowski E., *Simulations of vane pump delivery control system equipped with deadbeat controller*, International Carpathian Control Conference, Zakopane, maj 2004
- [10] Dempster W., Lee C. K., Deans J., *Prediction of the Flow and Force Characteristics of Safety Relief Valves*, Proceedings of 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, Vancouver, BC Canada, 2006
- [11] Dindorf R., *Wybrane zagadnienia modelowania dynamiki układów hydraulicznych*, Monografia 189, Wydawnictwa PK, Kraków 1995

- [12] Dindorf R., Wołkow J., *Metody graficzne w analizie i syntezie układów hydraulicznych*, Monografia 91, Wydawnictwa PK, Kraków 1991
- [13] Ferziger J. H., Peric M., *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 3rd Edition, Springer Verlag, 2002
- [14] Franzoni G., Vacca A., Casoli P., *A numerical model for the simulation of a special poppet valve*, 3rd FPNI PhD Symposium, Terrasa, Spain, 2004
- [15] Garbacik A., Lisowski E., Szewczyk K., *Wybrane zagadnienia modelowania matematycznego układów hydraulicznych*, Przegląd Mechaniczny nr 19, 1990
- [16] Garbacik A., *Studium projektowania układów hydraulicznych*, Wydawnictwo Ossolineum, Kraków 1997
- [17] Garbacik A., Szewczyk, K., *New aspects of modelling of fluid power control*, Wydawnictwo Ossolineum, Kraków 1995
- [18] Garbacik A., *Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych*, Fluid Power Publication, Kraków 1999
- [19] Gryboś R., *Podstawy mechaniki płynów. Cz. 1. Kinematyka, dynamika cieczy i gazów, hydrostatyka*, PWN, Warszawa 1998
- [20] Gryboś R., *Podstawy mechaniki płynów. Cz. 2. Turbulencja, metody numeryczne, zastosowania techniczne*, PWN, Warszawa 1998
- [21] Guillon M., *Teoria i obliczenia układów hydraulicznych*, WNT, Warszawa, 1967
- [22] Hager A., Rohatyński R., *Wybrane zagadnienia rozwoju metod projektowania układów napędu i sterowania hydraulicznego. Projektowanie. Modernizacja. Eksploatacja*, Oddział SIMP, Wrocław 1985
- [23] Huguet D. *Dynamic mesh modelling of a direct acting relief valve*, 3rd FPNI PhD Symposium, Terrasa, Spain, 2004
- [24] Jędrzykiewicz Z.: *Projektowanie układów hydrostatycznych. Podstawy metodyczno-obliczeniowe*, Wydawnictwa AGH, Kraków 1992,
- [25] Johnston D. N., *Prediction of hydraulic inductance*, University of Bath, 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, New Orleans, Louisiana, USA, 2002
- [26] Johnston D. N., *Prediction of fluid inertance in nonuniform passageways*, Journal of Fluids Engineering, Volume 128, Issue 2, March 2006
- [27] Kiczkomak T., Milanowski J., *Modele matematyczne w projektowaniu układów płynowych*, Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, nr 2, 1983

- [28] Klarecki K., Tomasiak E., *Modelowanie zjawiska reakcji hydrodynamicznej przy pomocy MES*, Prace Naukowe Katedry Budowy Maszyn, Gliwice 1999
- [29] Kollek W., Kudźma Z., *Wpływ geometrii grzybka i gniazda zaworów wzniosowych na współczynniki przepływu*. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, nr 6, 1983
- [30] Liseikin W. D., *Grid Generation Methods (Scientific Computation)*, Springer-Verlag, 1999
- [31] Lisowski E., *Badania teoretyczne nadwyżek dynamicznych ciśnienia przez zawór przelewowy pośredniego działania*, Maszyny Górnicze nr 53, Gliwice 1995
- [32] Lisowski E., *Projektowanie i badanie układów hydraulicznych przy wykorzystaniu metod komputerowych*, Maszyny Górnicze nr 4/49, Gliwice 1994
- [33] Lisowski E., *Sterowanie cyfrowe proporcjonalnym zaworem przelewowym w układzie zmiany nachylenia wysięgnika*, Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne 96, Wrocław, Szklarska Poręba 1996
- [34] Lisowski E., *Kształtowanie charakterystyk hydraulicznych zaworów hamujących układów napędowych maszyn roboczych*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998
- [35] Lisowski E., Domagała M., Gromala P., *CAD and CFD applications in control valve modeling” 2nd International Workshop on Computer Software for Design, Analysis and Control of Fluid Power Systems*, Ostrava - Czech Republic, 2001
- [36] Lisowski E., Domagała M., Gromala P., *Research on pressure losses in hydraulic components by means of CFD method on example of control valve*, 2nd FPNI - Phd Symposium, Modena 2002
- [37] Lisowski E., Domagała M., *Modelowanie zaworu maksymalnego przy zastosowaniu programów CAD i CFD*, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa - Computer Aided Engineering, Polanica Zdrój 2002
- [38] Lisowski E., Domagała M., *Determination of relief valve characteristics by the use of CAD system and CFD tools*, The 1st International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology, Melbourne – Australia, 2003
- [39] Lisowski E., Domagała M., *Modelling of hydrodynamic interaction forces in direct relief valve by the use of CFD method*, The 18th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, Czech Republic, 2003

- [40] Lisowski E., Domagała M., *CFD methods in experimental studies on flow phenomena in hydraulic valves*, Fluid Power a Technology for the Future 5th Bergen International Workshop on Advances Technology, Bergen, Norway, 2004
- [41] Lisowski E., Domagała M., *Determination of flow forces in hydraulic valves*, 3rd FPNI-PHD Symposium on Fluid Power, Barcelona – Terrassa, Spain, June 2004
- [42] Lisowski E., Domagała M., *Wyznaczanie prędkości przepływu i ciśnień w elementach hydraulicznych maszyn roboczych przy zastosowaniu metody CAD/CFD*, XVIII Czasopismo Techniczne Mechanika, z.1-M/2005, Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2005
- [43] Lisowski E., Domagała M., *Optimization of hydraulic components using fluid-solid interaction simulation*, 4th FPNI - Phd Symposium, Sarasota-Florida, USA, 2006
- [44] Lisowski E., Szewczyk K., *Badania modelowe zaworu hamującego z kompensacją obciążenia w hydraulicznym układzie napędowym wciągarki żurawia*, Sympozjon Modelowanie w Mechanice, Kudowa Zdrój 1987
- [45] Leventhal L., *CAE applications in hydraulics-experimental and analytical study of a check-valve*, TRW Inc., SAE Technical Papers, 2003
- [46] Manring N. D., *Modeling Spool-Valve Flow Forces*, University of Missouri at Columbia, 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, California USA, 2004
- [47] Miller R. H. i inni, *CFD simulation of steady-state flow forces on spool-type hydraulic valves*, Ford Motor Co., SAE Technical Papers, 1999
- [48] Nguyen-Schaefer H., Sprafke P., Mittwollen N., *Study on the flow in a typical seat valve of mobile hydraulics*, Robert Bosch Company, SAE Technical Papers, 1997
- [49] Nowacki Z., *Przepływ cieczy przez szczeliny pierścieniowe*. Przegląd Mechaniczny, nr 11, 1970
- [50] Osiecki A., *Napęd i sterowanie hydrauliczne maszyn. Teoria obliczenia układu*, Gdańsk, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1981
- [51] Perondi E., Guenther R., *Control of a servopneumatic drive with friction compensation*, 1st FPNI – PhD Symposium, Hamburg 2000
- [52] Peyret R., *Handbook of Computational Fluid Mechanics*, ISBN 0125530102, Academic Press, 1996

- [53] Qinghui Y., Perry Y. L., *Modeling and experimental study of flow forces for unstable valve design*, University of Minnesota, 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, Washington, D.C USA, 2003
- [54] Ramesh D. M., *Optimization of a hydraulic valve design using CFD analysis*, Caterpillar Inc., SAE Technical Papers, 2005
- [55] Renn J.-Ch., Kao T.-Ch., *Application of CFD to design a power-saving hydraulic directional two-land-four-way valve*, 1st International Conference on Computational Method in Fluid Power Technology, Melbourne, 2003
- [56] Rohatyński R., *Systemowe ujęcie procesu projektowo-konstrukcyjnego jako podstawa wprowadzenia komputerowego wspomaganie*, Materiały III Szkoły Metodologii Konstruowania Maszyn, Rydzyna 1983
- [57] School F., Bao M., Fu X., Chen Y. *Computational fluid dynamic approach to pressure loss analysis of hydraulic spool valve*, 8th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization (FLUCOME), Chengdu, Sichuan Province, China, 2005
- [58] Shin W., Choi H., Shin H. Moon E., *Development of a direct drive servo valve with flow force compensated spool*, Agency of Defense Development, 4th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, Honolulu, Hawaii USA, 2003
- [59] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny. Elementy*, Tom 1, WNT, Warszawa 1997
- [60] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny. Układy*, Tom 2, WNT, Warszawa 1997
- [61] Szewczyk K., Garbacik A., Lisowski, E., Cichocki W., Brandys P., Czyżycki W., *Metody symulacji dla celów diagnostyki hydraulicznych układów maszyn roboczych*, Fluid Power Net Publications, Kraków 1999
- [62] Szydelski Z., *Podstawy napędów hydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1995
- [63] Szydelski Z. *Napęd i sterowanie hydrauliczne*, WKiŁ, Warszawa, 1993
- [64] Thompson J. F., Warsi Z. U. A., Mastin C. W., *Numerical Grid Generation, Foundations and Applications*, North Holland, 1985
- [65] Vescovo d. G., Lippolis A. *Three-dimensional analysis of flow forces on directional control valves*, International Journal of Fluid Power, Volume 4, Number 2, 2003
- [66] Wilcox D. C., *Turbulence modeling for CFD (Second Edition)*, DCN Industries, 2000

- [67] Yang R., *Hydraulic Spool Valve Metering Notch Characterization Using CFD*, HUSCO International, Inc., 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, Washington, D.C USA, 2003
- [68] Yang R., *Improving spool valve operating effort using CFD*, Husco International, SAE Technical Papers, 2004
- [69] Yang R., *Predicting Hydraulic Valve Flow Forces Using CFD*, HUSCO International, Inc., 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, California USA, 2004
- [70] Yang R., *Predicting hydraulic valve pressure drop using CFD*, Husco International, SAE Technical Papers, 2005

10.2. Patenty i wzory użytkowe

- [71] Arazy A. i inni, *Przelewowy zawór grzybkowy z hydraulicznym tłumikiem drgań*, Wzór użytkowy nr PL106458U, 1997
- [72] Dabiński Z. i inni, *Zawór przelewowy bloku zaworowego do sterowania zmechanizowaną obudową górniczą*, Wzór użytkowy nr PL104114U, 1996
- [73] Doan van N. i inni, *Pressure relief valve*, Patent nr EP0631074, Luk Fahrzeug Hydraulik, 1994
- [74] Drewniak A. i inni, *Zawór przelewowy*, Patent nr PL310452, 1995
- [75] Dworak W., *Hydraulic pressure relief valve has spring washer fitted between valve seat and valve body which damps oscillations of valve body by friction and has slots through which fluid can flow*, Patent nr DE10059317, BOSCH GMBH, 2000
- [76] Grillo J. L., *Pressure relief valve*, Patent nr US4930553, Lee Co, 1990
- [77] Gwiazda A., *Hydrauliczny zawór przelewowy*, Patent nr PL280663, 1989
- [78] Hohl W., *Pressure relief valve*, Patent nr GB2121928, Zahnradfabrik Friedrichshafen, 1984
- [79] Holder E. R., *Pressure relief valve with bidirectional damping*, Patent nr EP1455125, Eaton Corp, 2004
- [80] Karowiec K., *Zawór przelewowy*, Patent nr PL175131, 1995
- [81] Lisowski E. i inni: *Zawór przelewowy sterowany elektromagnetycznie*, Wzór użytkowy nr PL80637U, 1987
- [82] Lisowski E., *Hydrauliczny zawór przelewowy*, Patent nr PL349161, 2001
- [83] Narumi T. i inni, *Relief valve*, Patent nr JP61130676, Toyoda Machine Works Ltd, 1984

- [84] Maoying Guo, Hideki Tsuchiga, Kiyokazu Nagata, *Relief valve*, US 20020029801
- [85] Noculak Z. i inni, *Zawór przelewowy suwakowy*, Patent nr PL246915, 1984
- [86] Segawa T., *Relief valve*, Patent nr EP0624745, Sumitomo Electric Industries, 1994
- [87] Ulczok S., Żukowski E., Suchanek L., Błaszkiwicz S., Patent nr 118601
- [88] Wojtczak K., *Zawór przelewowy blokujący*, Patent nr PL314156, 1996
- [89] Zangenberg J., *Pressure relief valve*, Patent nr GB2027853, Danfoss AS, 1980

10.3. Dokumentacje

- [90] *Advantech PCI-7011 Manual*, Advantech Co Ltd, Tajwan, 1999
- [91] *ANSYS CFX versions 5.7, Users Manual*, ANSYS Inc., Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, USA, 2004
- [92] *Borland Delphi 7. Developer's Guide*, Borland Corporation, 100 Enterprise Way, Scotts Walley, USA, 2002
- [93] *Cosmos Designer*, SolidWorks Corporation, 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts 01742, USA, 2005
- [94] *FLUENT 6.2 User's Guide*, Fluent Inc., Centerra Resource Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, USA, 2005
- [95] *SolidWorks Essentials Parts and Assemblies*, Vol. 1 & 2, SolidWorks Corporation, 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts 01742, USA, 2005
- [96] *Ponar Wadowice – Hydraulika nabożowa*, Ponar Wadowice S. A., ul. Wojska Polskiego 29, Wadowice, 2006
- [97] *Rexroth Bosch Group – Pressure relief valve, direct operated*, Bosch Rexroth Corporation Industrial Hydraulics, 2315 City Line Road, Bethlehem, USA 2004
- [98] *SolidWorks Essentials Parts and Assemblies*, Vol. 1 & 2, SolidWorks Corporation, 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts 01742, USA, 2005
- [99] *Sun Hydraulics – Cartridge Catalogue*, Sun Hydraulics Corporation, Sarasota, FL 34243 USA, 2004

10.4. Normy

- [100] PN-88/M-73283 *Napędy i sterowania hydrauliczne – Elementy sterujące – Wyznaczanie charakterystyk spadku ciśnienia w funkcji natężenia przepływu*
- [101] PN-93/M-73284 *Napędy i sterowania hydrauliczne – Zawory hydrauliczne sterujące kierunkiem przepływu, ciśnieniem i natężeniem przepływu – Metody badań*
- [102] PN-ISO 2944:2005 *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne – Ciśnienia nominalne*
- [103] PN-88/M-73006 *Napędy i sterowania hydrauliczne – Metody pomiarów wielkości charakterystycznych*
- [104] PN-93/M-73008.01 *Napędy i sterowania hydrauliczne – Technika pomiarowa – Ogólne zasady pomiarów*
- [105] PN-93/M-73008.02 *Napędy i sterowania hydrauliczne – Technika pomiarowa – Pomiar wartości średniej ciśnienia w warunkach stanu ustalonego w przewodzie zamkniętym*
- [106] PN-ISO 9461:1996 *Napędy i sterowania hydrauliczne – Oznaczanie dróg przepływu zaworów, płyt przyłączeniowych pojedynczych, elementów sterujących i elektromagnesów*