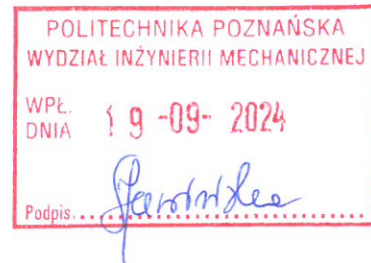


Gdańsk, dn. 19.09.2024 r.

dr hab. inż. **Paweł Śliwiński**, prof. PG
Politechnika Gdańska
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa
Zakład Hydrauliki i Pneumatyki
pawel.sliwinski@pg.edu.pl



RECENZJA
pracy doktorskiej
mgr inż. Michała ZIELINSKIEGO

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

Promotor: dr hab. inż. **Andrzej Gessner**, prof. Politechniki Poznańskiej

Promotor pomocniczy: dr inż. **Adam Myszkowski**

Praca doktorska reprezentuje dyscyplinę inżynieria mechaniczna.

Podstawa opracowania recenzji: pismo nr DIM.075.217.2024 z dnia 24.07.2024 r. podpisane przez Dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej.

Przedmiot i cel pracy doktorskiej

Przedmiotem pracy doktorskiej jest wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa z mechanizmem zmiany objętości roboczej pompy, będąca przedmiotem patentu PL 219857. Autorem patentu jest dr inż. Adam Myszkowski, promotor pomocniczy pracy doktorskiej. Głównymi elementami pompy są trzy standardowe siłowniki hydrauliczne zintegrowane z blokami zaworowymi, stanowiącymi rozrząd komór roboczych tych siłowników oraz mechanizm zmiany objętości roboczej pompy. Mechanizm zmiany objętości roboczej pompy jest mechanizmem mimośrodowym z możliwością zmiany wielkości mimośrodu. Zmiana wielkości mimośrodu powoduje zmianę skoku tłoków w siłownikach, a tym samym zmianę objętości roboczej pompy.

Autor pracy napisał, że koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej została opracowana w ramach projektu celowego „Typoszereg multiplikujących przekładni hydrostatycznych o zmiennym przełożeniu z wolnoobrotowymi pompami wyporowymi do Małych Elektrowni Wodnych” nr 6 ZR8 2009 C/07243, realizowanego na Politechnice Poznańskiej. Ze względu na możliwość zmiany wydajności pompa ta jest korzystną alternatywą dla dużych pomp o stałej wydajności stosowanych w układach przeniesienia napędu, zwłaszcza w małych elektrowniach wodnych.

Standardowy (klasyczny) siłownik jest w domyśle silnikiem hydraulicznym liniowym, przetwarzającym moc strumienia cieczy (moc hydrauliczną) w moc mechaniczną swojego organu roboczego, czyli tłoka, tłoczyśka lub nurnika. Zatem standardowy siłownik hydrauliczny jest organem wykonawczym w hydraulicznym układzie napędowym. Jednakże jest również możliwe, aby siłownik pracował jako pompa, czyli przetwarzał moc mechaniczną w moc hydrauliczną. Ta właśnie idea została wykorzystana w maszynie wyporowej będącej przedmiotem recenzowanej pracy doktorskiej.

Jako cel pracy doktorskiej Autor wskazał „...opracowanie modelu teoretycznego i przeprowadzenie badań symulacyjnych, a także zbudowanie prototypu i przeprowadzenie badań doświadczalnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej z nowym, energooszczędnym sposobem sterowania objętością roboczą”.

Badania eksperymentalne miały na celu „...potwierdzić poprawność opracowanej koncepcji nowego rodzaju pompy wyporowej, a także zweryfikować możliwość bezstopniowej zmiany objętości roboczej za pomocą mechanizmu zmiany wartości mimośrodów podczas pracy pompy”. Jako efekt badań eksperymentalnych, Autor wskazał „...wyznaczenie wpływu parametrów pracy pompy, którymi są prędkość obrotowa, ciśnienie w przewodzie tłocznym oraz mimośród wału napędowego na jej charakterystyki, zwłaszcza wydajności oraz sprawności”.

W zakresie pracy doktorskiej Autor dokonał przeglądu rozwiązań promieniowych pomp tłokowych, przedstawił koncepcję wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej objętości roboczej, opracował konstrukcję mechanizmu zmiany objętości roboczej, model matematyczny kinematyki i wydajności pompy. Autor również wykreślił charakterystyki wydajności pompy. Dodatkowo opracował konstrukcję i zbudował stanowisko do badań, przeprowadził badania eksperymentalne pompy oraz jej zespołów ssąco-tłoczących. Ponadto Autor przeanalizował uzyskane wyniki badań eksperymentalnych i porównał je z wynikami obliczeń (symulacje).

Uwzględniając powyższe, uważam, że podjęta w pracy doktorskiej tematyka jest ważna i aktualna pod kątem rozwoju konstrukcji elementów i układów hydrostatycznych.

Praca doktorska nie zawiera tezy.

Ogólna charakterystyka pracy doktorskiej

Praca doktorska mgra inż. Michała Zielinskiego zawiera 161 stron i składa się z:

- ✓ spisu treści;
- ✓ streszczenia, zarówno w języku polskim, jak i w języku angielskim;
- ✓ wykazu ważniejszych oznaczeń;
- ✓ wprowadzenia;
- ✓ siedmiu rozdziałów głównych;
- ✓ spisu literatury;
- ✓ jednego załącznika.

Pierwszy rozdział pracy zatytułowany „Mała energetyka wodna” zawiera krótką charakterystykę hydroenergetyki oraz opis budowy małej elektrowni wodnej.

Rozdział drugi to „Pompy hydrostatyczne”, w którym Autor ogólnie scharakteryzował napędy hydrostatyczne oraz opisał znane w literaturze i na rynku pompy wyporowe promieniowe.

Rozdział trzeci to „Cel i zakres pracy oraz koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej”. Cel i zakres pracy zostały opisane na początku niniejszej recenzji. Autor, w tej części swojej pracy, przedstawił również założenia konstrukcyjne pompy i mechanizmu zmiany objętości roboczej.

Rozdział czwarty to „Budowa, model teoretyczny oraz wyniki badań symulacyjnych pompy”. W rozdziale tym Autor opisał budowę badanej pompy, przedstawił wzory pozwalające na obliczenie prędkości tłoków w zespołach pompowych a także podstawowe wzory pozwalające na obliczenie spadków ciśnienia w instalacji hydraulicznej oraz wydajności pompy. W rozdziale tym Autor zawarł również charakterystyki prędkości siłowników oraz teoretycznej wydajności pompy.

Rozdział piąty to „Stanowisko badawcze i metodyka badań”. W rozdziale tym Autor opisał konstrukcję badanej pompy, konstrukcję mechanizmu zmiany wydajności tej pompy, stanowisko badawcze i metodykę badań.

Rozdział szósty to „Badania eksperymentalne pompy”. Rozdział ten zawiera wyniki badań zarówno jednego zespołu pompowego, jak i całej pompy. Wyniki te dotyczą głównie wydajności pompy przy różnych nastawach objętości roboczej dla różnych średnich prędkości obrotowych pompy i przy różnym stałym ciśnieniu tłoczenia pompy. Zostały również krótko opisane wyniki badań z zastosowaniem akumulatora hydraulicznego. Na końcu tego rozdziału Autor dokonał tzw. walidacji modelu matematycznego wydajności pompy.

Rozdział siódmy stanowi „Podsumowanie, wnioski i kierunki dalszych badań”.

Załącznik pracy doktorskiej to dwie tabele, z których pierwsza zawiera wyniki badań sprawności całkowitej pompy dla serii ze stałą wartością mimośrodowość wału napędowego, zaś druga obejmuje wyniki badań sprawności całkowitej, objętościowej oraz hydrauliczno-mechanicznej dla serii z zablokowanym mechanizmem zmiany mimośrodowość.

Ocena pracy doktorskiej

Tytuł pracy, a cel i zakres pracy

Tytuł pracy doktorskiej to „Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej – budowa i badania”. Tytuł ten, moim zdaniem, zawiera nieodpowiedni zwrot techniczny. Według podręcznika „*Napęd hydrostatyczny*” S. Stryczka, wydajność właściwa „rozumiana jest jako maksymalna – możliwa do osiągnięcia – wydajność czynnika roboczego wyrażona w cm^3 , jaką uzyskuje się w pompie rzeczywistej po jednym obrocie wałka przy ciśnieniu tłoczenia równym ciśnieniu ssania (...). Wydajność właściwą (...) ustala się na podstawie charakterystyki przepływowej, wyznaczonej eksperymentalnie na stanowisku badawczym”. W pozycjach „*Hydrostatyczny napęd maszyn*” A. Osieckiego oraz „*Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych*” A. Balawendera stosowane jest pojęcie „teoretycznej objętości roboczej”. W „*Napęd i sterowanie hydrauliczne. Pojazdy samochodowe*” Z. Szydelskiego i ww. monografii A. Balawendera stosowane jest pojęcie „geometrycznej objętości roboczej” jako wielkości obliczonej z wymiarów geometrycznych elementów roboczych pompy. Ponadto podstawowe informacje na temat ww. zwrotów, dotyczących objętości roboczej maszyny waporowej, można znaleźć w ogólnodostępnych publikacjach mojego autorstwa („*Determination of the theoretical and actual working volume of a hydraulic motor*” (<https://doi.org/10.3390/en13225933>), „*Determination of the theoretical and actual working volume of a hydraulic motor – part II (The method based on the characteristics of effective absorbency of the motor)*” (<https://doi.org/10.3390/en14061648>), „*The influence of pressure drop on the working volume of a hydraulic motor*” (<https://doi.org/10.17531/ein.2022.4.15>)).

W związku z powyższym byłoby korzystniej, gdyby temat pracy brzmiał „*Wyniki badań oraz model matematyczny wolnoobrotowej pompy tłokowej promieniowej o zmiennej geometrycznej objętości roboczej*” lub bardziej ogólnie „*Wyniki badań oraz model matematyczny wolnoobrotowej pompy tłokowej promieniowej o zmiennej wydajności*”.

Cel i zakres pracy doktorskiej został scharakteryzowany pokrótce w pierwszym punkcie niniejszej opinii.

Uważam, że temat pracy ma wydźwięk ogólny i odzwierciedla jej cel oraz zakres.

Kolejność rozdziałów i układ treści

Odnosnie kolejności rozdziałów i układu treści mam pewne zastrzeżenia. Otóż:

1) zakres pracy mógłby stanowić odrębny rozdział;

- 2) opis koncepcji pompy (podrozdział 3.2) oraz opis konstrukcji prototypu pompy (podrozdział 4.2 i podrozdział 5.1) powinny stanowić jeden wyodrębniony rozdział. W ten sposób Autor uniknąłby powtarzania treści w tych podrozdziałach;
- 3) w podrozdziale 4.2 na rysunku 18 (strona 43) wskazany jest:
 - a) „UKŁAD HAMULCOWY”, zaś schemat tego układu (rysunek 41, strona 80) i jego opis znajduje się w podrozdziale 5.1 na stronach 80 i 81;
 - b) „UKŁAD HYDRAULICZNY”, zaś schemat tego układu (rysunek 45, strona 83) i jego opis znajduje się w podrozdziale 5.2 na stronach 83 i 84;
- 4) uzasadnienie zastosowania pompy wstępnie zasilającej w stanowisku badawczym powinno się znaleźć w podrozdziale 5.2 (nie zaś w podrozdziale 6.2, jak to jest w pracy);
- 5) opis przygotowań stanowiska do badań zawarty w podrozdziale 6.2 jest zbędny – nic merytorycznego nie wnosi do pracy. Zwłaszcza dywagacje na temat doboru pompy wstępnie zasilającej pompę badaną i podniesienia zbiornika z cieczą na wysokość 2 metrów. Słup oleju o wysokości 2 metrów powoduje ciśnienie o wartości tylko około 0,17 bar).

Powyższe uwagi nie mają znaczenia merytorycznego.

Redakcja pracy, język pracy, nazewnictwo (terminologia)

Styl, jakim jest napisana praca doktorska, ogólnie nie budzi większych zastrzeżeń. Aczkolwiek w pracy pojawiają się błędy stylistyczne, skróty myślowe a nawet lakoniczne stwierdzenia. Jako przykład tych błędów można wskazać:

- 1) na stronie 60 widnieje sformułowanie „...przedstawiono przykładowe przebiegi wydajności...”, zaś na stronie 118 „Przykładowe przebiegi w czasie dla różnych zestawów parametrów przedstawiono na rysunku 68” gdy tymczasem powinno ono zostać zapisane następująco: „Przykładowe charakterystyki (*i tutaj wymieniń czego*) w funkcji...”. Tego typu nieprecyzyjnych sformułowań jest w pracy znacznie więcej;
- 2) na stronie 63 Autor odwołuje się do całego podrozdziału zamiast do konkretnego wzoru czy rysunku („W przypadku obu wykresów przyjęto ten sam punkt zerowy (dobrany w rozdziale 4.4.1 na s. 56”);
- 3) na stronie 82 Autor użył określenia „moment znamionowy”. Nie jest jasne czy Autorowi chodziło o moment nominalny na wale pompy;
- 4) na stronie 109 zamiast zdania „Tabela 10. Zakres parametrów podczas badań mających na celu wyznaczenie charakterystyk pracy pompy”, korzystniej byłoby zapisać „Tabela 10. Parametry badań pompy”;
- 5) na stronie 121 w podpisie rysunku 70 jest napisane: „Charakterystyka sprawności całkowitej pompy dla takiego samego ciśnienia w przewodzie tłocznym wynoszącego $p_p = 2$ MPa”. Co to znaczy „takie samo ciśnienie”? W podpisach kolejnych rysunków jest podobnie.

Na stronie 24 Autor utożsamiał wydajność właściwą z teoretyczną objętością roboczą („... wydajność właściwa (teoretyczna objętość robocza)...”). Zaś dopiero na stronie 42 i na stronie 86 uzasadnił dlaczego w pracy stosuje określenie „wydajność właściwa”. Argument podany przez Autora, że stosuje określenie „wydajność właściwa” bo tak została nazwana pompa w opisie patentowym („Pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej”) nie jest przekonujący. Wg mnie w pracy naukowej należy stosować aktualną i obowiązującą terminologię. Autor w pracy używa zwrotu „wydajność właściwa”.

Wymienione wyżej nieścisłości nie wpływają w sposób znaczący na rozumienie treści.

Wykaz literatury i cytowania

Bibliografię stanowi wykaz stu pozycji książek, artykułów, patentów, katalogów i stron internetowych. Liczba pozycji jest wystarczająca i właściwie dobrana do zakresu pracy.

Uwagi merytoryczne

Uwagi merytoryczne są następujące:

1) w rozdziale 4.3:

- a) na stronach 45 i 46 Autor napisał, że model teoretyczny pompy „Składa się (...) z modelu kinematycznego, modelu najważniejszych zjawisk hydraulicznych zachodzących podczas pracy oraz modelu zmiany objętości roboczej”. Jest to informacja niepełna, gdyż Autor nie napisał o jakie konkretnie zjawiska hydrauliczne chodzi i poza tym zabrakło modelu matematycznego momentu niezbędnego do napędu pompy;
- b) na stronie 46 jest napisane, że model teoretyczny pompy ma „posłużyć do zbadania wpływu parametrów pracy oraz parametrów związanych z budową pompy na jej charakterystyki”. Autor nie wyjaśnił, o jakie parametry pracy pompy chodzi. Należy stanowczo podkreślić, że parametrami niezależnymi od pompy są: przyrost ciśnienia w pompie (jako efekt obciążenia układu i spadku ciśnienia w zaworach i rurociągach) oraz prędkość obrotowa wału pompy. Natomiast parametrami zależnymi od pompy są: rzeczywista wydajność pompy i moment na wale pompy;
- c) na stronie 48 Autor przedstawił wzory (13) i (14) na położenie kątowne wahacza (γ) i na położenie kątowne łącznika (λ), ale nie opisał sposobu wyprowadzenia tych wzorów. Warto byłoby to wyprowadzenie zamieścić w pracy jako załącznik;
- d) oznaczenie położenia kątownego wahacza i łącznika występujące we wzorach (13) i (14), różni się od oznaczenia w tekście – na rysunku 21, tj. $\gamma_{1,2}$ i γ oraz $\lambda_{1,2}$ i λ . (strona 47). Autor nie wyjaśnił w sposób ścisły (najlepiej oznaczenie na rysunku), co oznaczają indeksy przy tych oznaczeniach;
- e) zabrakło modelu matematycznego strat objętościowych (nawet wzorów uproszczonych) w jednym zespole pompowym (tj. siłownik z zaworami zwrotnymi) w funkcji kąta obrotu wału pompy dla cyklu wsuwania tłoczyska i wysuwania tłoczyska siłownika. Tym samym powinien znaleźć się wzór na straty objętościowe w całej pompie w funkcji kąta obrotu wału;

2) w podrozdziale 4.4.1 na stronie 54 Autor napisał::

- a) „W trakcie tych serii badań sprawdzono wpływ następujących parametrów pracy pompy na otrzymywane wyniki:...”. To zdanie jest merytorycznie nieścisłe, brakuje bowiem konkretnej informacji o jakie wyniki pomiarów chodzi. Czy tu chodzi o wpływ parametrów pompy na jej wydajność?
- b) „Przykładową charakterystykę wydajności pompy $Q(t)$, otrzymaną przy pomocy przedstawionego modelu podczas pracy ze stałą wartością mimośrodowość wału napędowego, przedstawiono na rysunku 23”. Brakuje tu odwołania do modelu matematycznego (który wzór?);

3) w podrozdziale 4.4.2 Autor nie napisał:

- a) w jakiej pozycji był zespół ZS-T1 (skrajne położenie siłownika, czy pośrednie?) dla kąta α obrotu wału równego zero (rysunek 25a) strona 57). Dlaczego prędkość siłownika jest różna od zera dla $\alpha=0$?
- b) dla jakiej długości wahacza i dla jakiej długości łącznika zostały wyznaczone charakterystyki przedstawione na rysunku 24 (strona 54);

- 4) w podrozdziale 4.4.4 Autor nie napisał według jakich wzorów matematycznych wyznaczył charakterystyki:
- przedstawione na rysunku 30 (strona 65). Jest tylko informacja ogólna w podpisie rysunku, że zostały one „obliczone za pomocą modelu teoretycznego”;
 - przedstawione na rysunkach 32, 33 i 34 (strony 70 i 71). Na stronie 69 jest napisane ogólnikowo: „Do ich wyznaczenia posłużył model pompy, którego częścią jest model zjawisk hydraulicznych”. Tym samym nie jest wiadome, czy w obliczeniach wydajności pompy została uwzględniona ściśliwość cieczy, o której Autor napisał w podrozdziale 4.3.2 (wzór 45);
- 5) w podrozdziale 4.4.5:
- na stronie 67 Autor napisał: „W tabeli 4 zebrano obliczoną za pomocą modelu kinematycznego geometryczną objętość roboczą całej pompy oraz pojedynczych jej zespołów”. Jednakże Autor nie opisał w pracy w jaki sposób policzył geometryczną objętość roboczą pompy. W pracy brakuje wzoru matematycznego pozwalającego tę objętość policzyć. A przecież geometryczna i teoretyczna objętość robocza pompy jest miernikiem wielkości pompy i jest jednym z kluczowych parametrów pompy. W rozpatrywanej przez Autora pompie wypadało pokazać również jak wartość geometrycznej objętości roboczej zależy od nastawy mimośrodowo (parametr e);
 - na stronach 70 i 71 w odniesieniu do rysunku 33 Autor napisał „Znaczące różnice pomiędzy wydajnością średnią dla kolejnych serii z tego wykresu nie pozwalają na bezpośrednie porównanie tych charakterystyk w celu przedstawienia wpływu wartości mimośrodowo na charakter przebiegu wydajności”. To stwierdzenie jest nieścisłe. Z rysunku 33 widać, że jeżeli wartość mimośrodowo rośnie (parametr e) to rośnie wydajność pompy. Autor nie przedstawił wartości średniej wydajności pompy dla różnych wartości nastawy pompy (parametr e). A szkoda, bo zapewne korelacja między nastawą mimośrodowo a wydajnością pompy byłaby na wykresie widoczna;
 - na stronie 71 Autor błędnie stwierdził, że wyniki przedstawione na rysunku 34 (strona 71) przedstawiają wpływ „wartości mimośrodowo na charakter przebiegu wydajności”. Otóż, charakterystyki przedstawione na rysunku 34 zostały wyznaczone przecież dla różnych prędkości obrotowych wału pompy, a ta ma bezpośredni wpływ na wydajność pompy;
 - Autor nie wyjaśnił, dlaczego wartości współczynnika nierównomierności wydajności pompy, przedstawione w tabeli 6 (strona 71), różnią się od wartości podanych w tabeli 3 (strona 64);
- 6) w podrozdziale 4.5 (Podsumowanie) na stronie 75 Autor napisał: „Dzięki modelowi zjawisk hydraulicznych wyniki uzyskane podczas badań symulacyjnych w większym stopniu odpowiadają tym uzyskanym podczas badań eksperymentalnych. Wpływ akumulacji cieczy w przewodach elastycznych pompy jest jednak mniejszy niż początkowo zakładano”. Dlaczego Autor tak twierdzi, jeżeli rozdział czwarty dotyczył badań symulacyjnych i na tym etapie nic nie wiadomo o wynikach eksperymentu?
- 7) w podrozdziale 5.2:
- na stronie 83 Autor zamieścił schemat układu hydraulicznego stanowiska badawczego (rysunek 45), w którym:
 - przetwornik ciśnienia (lub manometr) oznaczony numerem 7, umieszczony jest za przepływomierzem i przed zaworem przelewowym. Ten przetwornik powinien być zamontowany bezpośrednio w przyłączy tłocznym pompy. W sytuacji jak na rysunku 41, przetwornik 7 mierzy ciśnienie pomniejszone o spadki ciśnienia w przewodach i w

przepływomierzu. Tym samym podawany w pracy przyrost ciśnienia w pompie jest obarczony błędem;

- brakuje zaworu przelewowego przy pompie zasilania wstępnego. W dalszej części pracy Autor przecież napisał, że stosował pompę łopatkową jako pompę wstępnie zasilającą (nie wiadomo czy była wyposażona w zawór zabezpieczający). Nawet jeżeli była docelowo zainstalowana pompa wirowa (taka pompa nie musi być zabezpieczana zaworem przelewowym/bezpieczeństwa), to warto w przyłączy ssącym utrzymywać stałe ciśnienie, a zatem warto zainstalować zawór przelewowy. Wiadomo, że jeśli wydajność pompy wirowej rośnie, to ciśnienie tłoczenia maleje. A przecież pompa główna badana była przy różnej prędkości obrotowej, a zatem natężenie przepływu zmieniało się;
- b) wskazane byłoby w tym podrozdziale umieszczenie zdjęć pokazujących miejsca pomiaru ciśnienia w pompie;
- 8) w podrozdziale 6.2 brakuje informacji przy jakiej (lub jakich) wartościach przyrostu ciśnienia w pompie Autor przeprowadził badania wstępne (rysunki 48 ÷ 51 na stronach 90 ÷ 92);
- 9) w podrozdziale 6.3 na stronie 93 Autor napisał: „Zjawiskiem występującym podczas badań była zmienność prędkości obrotowej napędu pompy towarzysząca zmianie obciążenia. Zjawisko to jest reprezentowane poprzez przebieg momentu obrotowego na wale napędowym (przykładową charakterystykę przedstawiono na rysunku 46e). Wynika to z charakterystyki silnika asynchronicznego zastosowanego w napędzie stanowiska”. Otóż rysunek 46e) (strona 85) przedstawia charakterystykę wydajności pompy w funkcji czasu dla $n=20\text{obr/min}$ i $p_p=2\text{MPa}$. Poza tym stwierdzenie to jest nieścisłe w kontekście charakterystyki przedstawionej na rysunku 52a) (strona 94). Rysunek ten przedstawia charakterystyki prędkości obrotowej w funkcji kąta obrotu wału dla trzech różnych stałych wartości ciśnienia w przyłączy tłocznym pompy. Jest wyraźnie pokazane, że dla stałej wartości obciążenia pompy ($p_p=\text{const.}$) prędkość obrotowa się zmienia. Zmiany prędkości są tym większe im większa jest wartość obciążenia pompy. Jednakże Autor nie opisał w sposób merytoryczny przyczyny zmian prędkości obrotowej pompy. Podane w tekście wyjaśnienie jest bardzo wątpliwe a nawet lakoniczne, jak np. „Wśród nich znajduje się wpływ rozrzędu zaworowego pompy, który jest kluczowy zwłaszcza dla niskich nastaw objętości roboczej pompy. Dodatkowo podczas badań eksperymentalnych luzy występujące pomiędzy elementami pompy oraz stanowiska badawczego zaburzały jej pracę”.
- 10) w podrozdziale 6.5 na stronie 106 warto byłoby załączyć szkic obrazujący, na czym polegała modyfikacja układu hamulcowego. Co prawda Autor odnosi się do rysunku 42 ale jest to zdjęcie przedstawiające widok mechanizmu zmiany mimośrodowo z układem hamulcowym. Ze zdjęcia tego ciężko jest wywnioskować o co Autorowi chodziło w opisie;
- 11) w podrozdziale 6.6.2:
- a) nie można analizować i porównywać współczynnika nierównomierności wydajności pompy na podstawie danych eksperymentalnych tak jak to zrobił Autor (tabela 13, strona 117). Przecież nierównomierność wydajności pompy oblicza się i analizuje dla stałej prędkości obrotowej wału pompy! A w eksperymencie Autora prędkość była zmienna, co dla przykładu widać na rysunku 52a) (strona 94);
 - b) z danych przedstawionych w tabeli 13 (strona 117) daje się zauważyć, że wartości współczynnika nierównomierności wydajności pompy obliczone na podstawie danych eksperymentalnych nie są ściśle skorelowane z ciśnieniem tłoczenia pompy, np. dla $e=10\text{mm}$ jest: dla $p_p=1\text{MPa}$ $\delta=31,5\%$, dla $p_p=3\text{MPa}$ jest $\delta=62,3\%$ a dla $p_p=6\text{MPa}$ jest $\delta=35,8\%$. Autor nie wyjaśnił dlaczego tak się dzieje;
 - c) na stronie 118 jest napisane „Podczas analizy wyników dla wszystkich serii badań wyznaczany był również rozstęp geometrycznej objętości roboczej pompy”. Termin „rozstęp geometrycznej

objętości roboczej pompy” nie jest w literaturze znany. Jeżeli Autor wprowadza nowy termin to powinien zaproponować jego definicję czyli opisać co ten termin właściwie oznacza. Tym samym nie jest wiadome czego dotyczą dane przedstawione w tabeli 14 (strona 119);

- d) na stronie 119 jest napisane „Zjawisko samoczynnej zmiany mimośrodowo wału napędowego miało znaczny wpływ na metodykę badań oraz na ich wyniki. Podczas badań występowała ciągła konieczność kontroli oraz okresowego korygowania tej wartości. Z tego powodu na podstawie wyników badań przedstawionych w tym rozdziale nie została wyznaczona sprawność objętościowa pompy”. Jeśli jest tak, jak Autor napisał, to większość wyników przedstawionych w pracy nie jest wiarygodna, a tym bardziej nie jest wiarygodna sprawność całkowita obliczona według wzoru (50) (strona 120), gdyż jeżeli występowała samoczynna zmiana objętości roboczej pompy to również ulegała zmianie wydajność pompy i moment niezbędny do napędu tej pompy. Niemniej jednak, Autor mógł podjąć próbę oceny z jaką prędkością występuje zmiana objętości roboczej pompy i dokonać weryfikacji sprawności (całkowitej, objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej) dla parametrów chwilowych. Wobec tego charakterystyki sprawności całkowitej pompy są obciążone pewnym błędem. Wszystkie badania powinny być przeprowadzone przy zablokowanym mechanizmie zmiany objętości roboczej pompy. Tylko w podrozdziale 6.6.3 w taki sposób są te badania przeprowadzone. W ten sposób wyniki badań dla zmieniającej się samoczynnie nastawy wydajności pompy wydają się niecelowe;
- e) na stronie 122 jest napisane: „Zmiana objętości roboczej w przypadku pompy tłokowej, to zwiększenie skoku zespołów ssąco-tłoczących. Powoduje to wzrost strat energii związanych z występowaniem tarcia pomiędzy tłokiem i cylindrem oraz tłoczyskiem a dławnicą tłoczyska. Zwiększenie tych strat przekłada się na obniżenie sprawności pompy. Ta zależność widoczna jest na zaprezentowanych wykresach” (Chodzi tu o wykresy sprawności całkowitej w funkcji prędkości obrotowej wału pompy przy różnych stałych nastawach mimośrodowo). Otóż Autor nie dokonał oceny strat mechanicznych w pompie. Zatem powyższe stwierdzenie jest nieścisłe. Nie widać bowiem na charakterystykach jaki jest wpływ strat mechanicznych na sprawność całkowitą pompy;
- f) na stronie 125 Autor napisał, że „...zwiększenie przyrostu ciśnienia w pompie powoduje (...) spadek strat hydraulicznych związanych z przepływem medium przez pompę. Jednak ze względu na to, że większość strat występujących w pompie podczas jej pracy w mniejszym stopniu zależy od przyrostu ciśnienia.”. Stwierdzenie to nie jest prawdziwe. Straty hydrauliczne (ciśnieniowe) w pompie w głównej mierze zależą od natężenia przepływu w kanałach wewnętrznych pompy (czyli od wydajności pompy) a w znacznie mniejszym lub pomijalnym stopniu od przyrostu ciśnienia w pompie (zmniejszenie wydajności w związku z przyrostem przecieków). We wszystkich typach pomp waporowych przyrost ciśnienia w pompie ma znaczący wpływ na straty w pompie;
- g) dalej na stronie 125 jest napisane: „Widoczny jest wzrost jej sprawności całkowitej (dla badanej pompy w przyjętych zakresach parametrów badań) wraz ze wzrostem mocy pompy [62–64]”. Otóż w pracy nie zostały przedstawione charakterystyki w funkcji mocy pompy. Poza tym Autor nie napisał o jaką moc pompy chodzi, czy o mechaniczną czy o hydrauliczną. Poza tym nie jest jasne dlaczego Autor odwołał się w tym przypadku do literatury? Jaki to ma związek z wynikami badań, których tak naprawdę w pracy nie ma?

12) w podrozdziale 6.6.3:

- a) na stronie 129 Autor przedstawił wzór (51) na sprawność objętościową pompy. Jednakże Autor nie przedstawił wartości teoretycznej objętości roboczej pompy oraz, co najważniejsze, nie opisał w jaki sposób tę objętość obliczył (o czym już napisałem wyżej). Ponadto, ze względu na to, że w trakcie jednego obrotu wału pompy prędkość obrotowa

- nie była stała, Autor powinien skupić się na analizie chwilowej sprawności objętościowej pompy. Charakterystyki sprawności objętościowej zawarte w pracy (rysunek 80, strona 130) są zatem obarczone błędem, gdyż są obliczone dla średniej prędkości obrotowej i średniej wydajności pompy oraz przy nieznannej wartości teoretycznej objętości roboczej pompy;
- b) na stronie 131 Autor próbował wyjaśnić dlaczego wartość sprawności objętościowej maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Wyjaśnienia podane przez Autora są w pewnym sensie hipotezami, których Autor nie udowodnił, np. „Wpływ na takie wyniki mogły mieć również zjawiska dynamiczne nasilające się przy wyższych prędkościach obrotowych. Powierzchnia szczelin, przez które występują przecieki, była zaburzana przez wzajemny ruch elementów. W tym przypadku dodatkowy wpływ na nie ma wysokie ciśnienie w komorze wyporowej powodujące występowanie odkształceń sprężystych. Wpływ na spadek sprawności objętościowej wraz ze wzrostem ciśnienia w przewodzie tłocznym miała również podatność ramy stanowiska badawczego”. O jakie zjawiska dynamiczne chodzi i gdzie? W jakich elementach szczeliny? Odkształcenia sprężyste czego? Czy rzeczywiście one mają aż tak duży wpływ? Powszechnie wiadomo, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej pompy, przy stałej wartości przyrostu ciśnienia w pompie, sprawność objętościowa pompy rośnie. Przy $\Delta p = \text{const.}$ straty objętościowe przecież są praktycznie stałe. Bezwładność zaworów zwrotnych ma zapewne wpływ na wartość strat objętościowych w zespole pompowym, ale Autor nie udowodnił (brak w pracy wniosków z eksperymentu), że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału pompy straty te rosną;
- c) na stronie 131 Autor napisał „Większość strat przekładających się na sprawność hydrauliczno-mechaniczną w niewielkim stopniu zależy od przyrostu ciśnienia w pompie, zwłaszcza na część hydrauliczną tej sprawności”. To sformułowanie jest błędne. Wzrost ciśnienia, przy stałej prędkości ruchu siłownika, powoduje wzrost sprawności hydraulicznej. Dzieje się tak z tego powodu, że spadki ciśnienia w kanałach wewnętrznych siłownika (a więc straty ciśnienia), przy stałej prędkości są stałe bo natężenie przepływu jest stałe (oczywiście pomijając przecieki). Tym samym udział strat ciśnienia maleje jeżeli obciążenie pompy rośnie a tym samym sprawność ciśnieniowa rośnie;
- 13) w podrozdziale 6.7 na stronie 136 Autor napisał: „Model pompy używany do badań uwzględnił również opis akumulacji cieczy przez elastyczne przewody stanowiska badawczego. Zakładano, że wpływ ten będzie większy niż otrzymany w wynikach; nie stwierdzono w nim błędów. Ze względu na mały wpływ tego zjawiska oraz szeregu innych zjawisk wpływających na charakterystyki pompy nie przeprowadzono szczegółowej walidacji tej części modelu”. Z przytoczonej treści wynika, że Autor przeprowadził badania wpływu pojemności hydraulicznej układu pompy na jej wydajność. Wyników badań nie ma w pracy a jest wyciągnięty następujący wniosek: „Zakładano, że wpływ ten będzie większy niż otrzymany w wynikach; (...) mały wpływ tego zjawiska (...) na charakterystyki pompy”. Skąd te wnioski?? Autor nie podał w pracy żadnych danych technicznych przewodów hydraulicznych, bloków zaworowych itp., na podstawie których mógłby obliczyć objętość cieczy w tych elementach oraz zmianę objętości cieczy spowodowaną zarówno sprężystym odkształceniem przewodów jak i przyrostem ciśnienia (ściśliwością cieczy). Zatem stwierdzenie Autora jest niczym nieuzasadnione;
- 14) w całej pracy charakterystyki pompy (tj. wydajności, momentu na wale i prędkości wału pompy) są podane dla stałego ciśnienia w gałęzi tłocznej pompy (za przepływomierzem!). Nie jest to poprawne. Powinny być one wykreślone dla stałych przyrostów ciśnienia Δp w pompie. Niekiedy wymaga się również podawania wartości ciśnienia na ssaniu pompy, jeśli ciśnienie to może mieć wpływ na wydajność pompy i na straty mechaniczne (np. dla pomp satelitowych, które mają obustronną kompensację luzów elementów mechanizmu satelitowego).

Podsumowując ocenę merytoryczną, stwierdzam, że w pracy doktorskiej znajdują się błędy merytoryczne i stwierdzenia przeczące zjawiskom zachodzącym w układach i hydrostatycznych maszynach wyporowych. Poza tym, moim zdaniem, w pracy powinny się znaleźć wzory matematyczne pozwalających obliczyć:

- 1) objętość komór roboczych jednego zespołu pompowego (zespół ssąco-tłoczący) i całej pompy (czyli wszystkich trzech zespołów pompowych) w funkcji kąta obrotu jej wału i w funkcji współczynnika nastawy wydajności (tu mimośrodowości);
- 2) geometryczną objętość roboczą pompy;
- 3) straty objętościowe w pompie (niezbędna byłaby tu chociaż uproszczona, ale merytorycznie poprawna analiza strat objętościowych w elementach pompy).

Wskazane byłoby również aby praca doktorska zawierała wzory matematyczne pozwalające obliczyć moment niezbędny do napędu pompy w funkcji obciążenia tej pompy. Należy podkreślić, że moment ten będzie zależał nie tylko od samego obciążenia tej pompy, ale również od strat mechanicznych w pompie i od strat ciśnienia w pompie. Elementarne wzory do obliczenia strat ciśnienia Autor przedstawił w podrozdziale 4.3.2, ale w żaden sposób nie wykorzystał ich w dalszej części pracy, nawet przy formułowaniu wniosków. Model matematyczny momentu, poza wyżej wymienionymi, stanowi również bardzo ważną składową „modelu pompy”, o której Autor napisał w celu pracy.

Dopiero w końcowym etapie pracy powinna być dokonana weryfikacja eksperymentalna ww. modeli i sformułowane merytoryczne wnioski.

Wniosek końcowy

Zgodnie z wymogami art. 187 ustawy z dnia 20 lipca 2018 roku „Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce” przedmiotem rozprawy doktorskiej powinno być oryginalne rozwiązanie problemu naukowego, oryginalne rozwiązanie w zakresie zastosowania wyników własnych badań naukowych w sferze gospodarczej lub społecznej albo oryginalne dokonanie artystyczne.

Stwierdzam, że praca doktorska mgra inż. Michała Zielinskiego „*Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej – budowa i badania*” zawiera oryginalny problem naukowy. Praca ta zawiera liczne błędy i nieścisłości merytoryczne oraz uchybienia zarówno pod kątem stylu napisanego tekstu jak i terminologii. Styl pracy i terminologia mają mniejsze znaczenie w mojej ocenie pracy doktorskiej.

Podsumowując stwierdzam, że **opracowana przez mgra inż. Michała Zielinskiego praca doktorska „Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej – budowa i badania” spełnia w stopniu minimalnym wymagania stawiane pracom doktorskim zgodnie z ww. ustawą. Tym samym stawiam wniosek o dopuszczenie pracy do publicznej obrony.**

dr hab. inż. **Paweł Śliwiński**, prof. PG



Signed by /
Podpisano przez:

Paweł Śliwiński
Politechnika
Gdańska

Date / Data: 2024-
09-19 13:23