

Analiza efektywności energetycznej stanowiska elektrohydraulicznego

Łukasz Zawarczyński, Adam Dmochowski, Wiesław Fiebig

1. Wprowadzenie

W konwencjonalnych układach hydrauliki siłowej ze względu na łatwość implementacji i dostępność, jako źródło napędu pompy o stałej objętości komory wyporowej, stosowany jest silnik asynchroniczny klatkowy (IM) zasilany z sieci. Zmianę natężenia przepływu realizuje się zwykle w części hydraulicznej przy pomocy zaworu proporcjonalnego lub poprzez zmianę prędkości obrotowej układu silnik-pompa zębata [1, 2, 3, 4]. Typowo stosowana pompa zębata charakteryzuje się niższą sprawnością od pompy tłoczkowej, a jej sprawność zwykle jest mniejsza o ok. 5–10% [1, 4, 6]. Ekonomicznie pompa zębata ta jest znacznie tańsza w zakupie i późniejszym serwisowaniu. Zmiana prędkości układu napędowego realizowana jest przy pomocy falownika, przy implementacji najprostszej skalarnej metody sterowania $v/f = \text{const}$. W układzie regulacji prędkości na wyjściu regulatora PI lub PID, pojawia się sygnał częstotliwości w zakresie od 0 do f_N oraz zastosowana struktura sterowania wymaga sprzężenia pomiarowego prędkości wirnika, co zwiększa koszt układu [5, 6]. Dostępność falowników wektorowych, w których implementowane są złożone metody sterowania polowo-zorientowanego bezczujnikowego, znacząco upraszcza strukturę zasilania i sterowania silnikiem asynchronicznym. Bezczujnikową dosyć dobrze znaną metodę regulacji prędkości w przemysłowych układach falownikowych, stanowi metoda SVC (ang. *Space Vector Control*), która umożliwia niezależne sterowanie wzbudzeniem i momentem poprzez składowe czynne prądu i_d i i_q . Dodatkowo w metodzie tej na podstawie dostępnych układów pomiarowych wielkości elektrycznych, realizowane są złożone obliczenia strumienia magnetycznego, prędkości i momentu elektrycznego bez konieczności stosowania dodatkowych mechanicznych układów pomiarowych. W strukturze sterowania falownikiem, zaimplementowane są zwykle algorytmy obserwatorów do estymacji wymaganych wielkości na potrzeby sterowania, co umożliwia realizację sterowania bezczujnikowego. Ponadto przy konfiguracji falownika częstym błędem operatora jest nieprawidłowe wprowadzenie danych znamionowych silnika oraz brak wykonania autokalibracji (autotuningu) parametrów modelu silnika w falowniku, który wykorzystywany jest w procesie estymacji odpowiednich sygnałów, koniecznych do realizacji funkcji zabezpieczeń i sterowania. Potrzebna jest więc budowa i modernizacja specjalistycznych przemysłowych stanowisk badawczych [5, 6, 7], w których na podstawie dostępności nowych rozwiązań technologicznych

Streszczenie: Przedstawiono wdrożeniowe stanowisko testowe do badania sprawności energetycznej z konwencjonalnym dławieniowym układem napędowym z pompą tłoczkową Parker F11 o objętości komory wyporowej 5 cm^3 i silnikiem asynchronicznym Siemens 7,5 kW, zasilanym z falownika Astraada DRV 28A. Zmiana natężenia przepływu cieczy roboczej może odbywać się poprzez dławienie przepływu przy pomocy zaworu proporcjonalnego Parker seria D1FB lub poprzez zmianę prędkości obrotowej układu silnik-pompa. Stanowisko wyposażono w szereg czujników ciśnienia i temperatury do bilansowania strat energii w poszczególnych sekcjach stanowiska badawczego. Zastosowano również typowe zabezpieczające elementy hydrauliczne tj. zawory przelewowe, zestawy filtracyjne z zaworem zwrotnym, korek oddechowy zbiornika, manometry oraz czujnik poziomu i temperatury cieczy roboczej. Zamieszczono wybrane wyniki badań eksperymentalnych sprawności i przepływu poszczególnych części stanowiska badawczego.

Słowa kluczowe: Silnik IM, napęd hydrauliczny, układ regulacji prędkości obrotowej, dławienie przepływu, sprawność przepływu, straty ciśnienia, straty ciepłne.

Analysis of energy efficiency of an electro-hydraulic station

Abstract: An implementation test stand for energy efficiency testing with a conventional throttled drive system with a Parker F11 piston pump with a displacement chamber volume of 5 cm^3 and a Siemens 7.5 kW asynchronous motor powered by an Astraada DRV 28A inverter was presented. The flow rate of the working fluid can be changed by throttling the flow using a Parker D1FB series proportional valve or by changing the rotational speed of the engine-pump system. The station is equipped with a number of pressure and temperature sensors to balance energy losses in individual sections of the research station. Typical hydraulic safety elements are also used, i.e. overflow valves, filter sets with a non-return valve, a tank breathing plug, manometers and a working fluid level and temperature sensor. Selected results of experimental tests of the efficiency and flow of individual parts of the test stand are included.

Key words: IM motor, hydraulic drive, rotational speed control system, flow throttling, flow efficiency, pressure losses, heat losses.

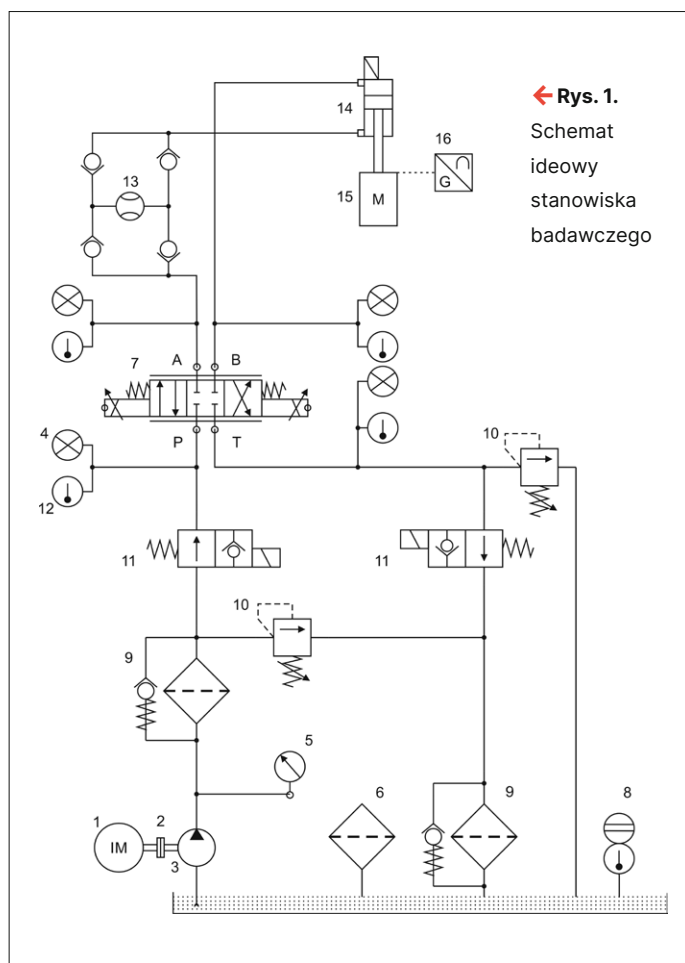
i stosowania nowych wydajnych elementów składowych, doprowadzi się do podwyższenia sprawności układów konwencjonalnych. W artykule przedstawiono opis stanowiska badawczego, zbudowanego w ramach realizacji doktoratu wdrożeniowego z wybranymi wynikami badań eksperymentalnych sprawności i przepływu. Realizacją układu zajmuje się Firma PHS Sylwester Dmochowski, która od 30 lat projektuje, wykonuje i serwisuje przemysłowe układy sterowania i hydrauliki siłowej.

2. Opis stanowiska badawczo-wdrożeniowego

W zbudowanym stanowisku badawczo-wdrożeniowym można wyróżnić następujące sekcje: zasilającą, wykonawczą i pomiarowo-sterującą. Schemat połączeń elementów składowych stanowiska przedstawiono na rys. 1, natomiast widok stanowiska – na rys. 2. Silnik Indukcyjny IM 1 (Siemens, $P_N = 7,5 \text{ kW}$, $I_N = 8,7 \text{ A}$, $f_N = 50 \text{ Hz}$, $\cos \varphi = 0,8$, $p = 1$), połączony zespołem sprzęgła 2 z pompą wielotłoczkową dwustronnego działania 3 o objętości geometrycznej komory 5 cm^3 (Parker, F11-005-IB-CV-K-000-0000-00). Linia tłoczna i zlewnowa zawierają zestawy filtrujące z zabezpieczającym zaworem zwrotnym 9. Na obydwu liniach zastosowano sterowane elektrycznie zawory odcinające 11 oraz mechaniczne zawory przelewowe 10 (wszystkie wymienione – Parker). W zbiorniku znajdują się również cyfrowy

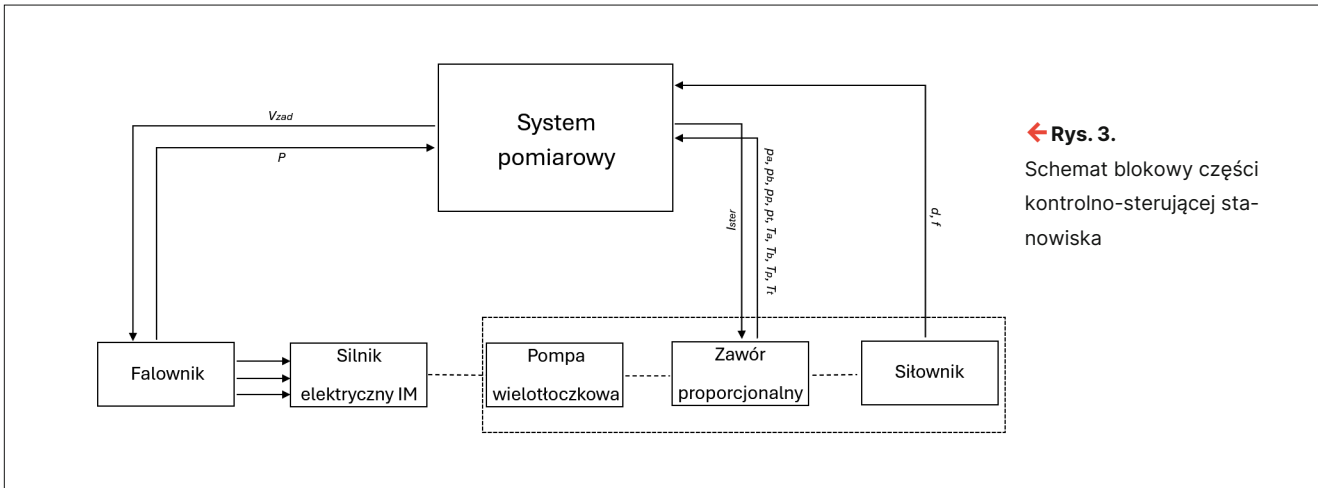


↑ Rys. 2. Widok stanowiska badawczego



czujnik poziomu i temperatury 8 oraz korek oddechowy 6, który zapobiega niekontrolowanemu wzrostowi ciśnienia w zbiorniku. W części wykonawczej stanowiska można wyróżnić zawór rozdzielacza proporcjonalnego 7 (Parker, D1FBE01FC0NJW014), układ przepływomierza 13 (przepływomierz VSE VS 0,2 GPO 12V-32N11/4 wraz z przetwornikiem VSE FU252) oraz siłownika hydraulicznego 14 o średnicach: tłoka 35 mm, tłoczyśka 25 mm i długości roboczej 1000 mm. Siłownik obciążono łożyskowanym zespołem mas 15 o łącznym ciężarze 1 tony. Do pomiaru położenia siłownika zastosowano liniał 16 LCF 1250 o skoku 1250 mm z sygnałem prądowym 4–20 mA.

Głównym elementem układu pomiarowo-sterującego jest sterownik PLC CX 2033 firmy Beckhoff, wyposażony w moduły wejść i wyjść cyfrowych oraz wejść i wyjść analogowych. Wejścia cyfrowe wykorzystywane są do podstawowej diagnostyki stanowiska (stan zasilania, stan wkładu filtra, poziom cieczy roboczej). Układ sterowania wyposażony jest również w wejścia cyfrowe bezpieczne realizujące funkcje bezpieczeństwa poprzez kontrolę stanu wyłącznika awaryjnego. Wyjścia cyfrowe używane są do sterowania zaworami zwrotnymi oraz zadawania komend start/stop/reset do falownika. Moduły wejść analogowych są podzielone według obsługiwanych grup sygnałów – moduł wejść napięciowych służy do odczytu mocy pobieranej przez układ falownik-silnik IM, z wyjścia analogowego falownika (Astor, Astraada DRV 28A, 0–10 V), moduły wejść napięciowych 4–20 mA wykorzystywane są do pomiaru ciśnień na poszczególnych



← Rys. 3.
Schemat blokowy części kontrolno-sterującej stanowiska

kanałach zaworu proporcjonalnego, odpowiednio P, T, A i B, pomiaru przepływu cieczy w układzie, położenia końcówki tłoczyska siłownika z wykorzystaniem potencjometru liniowego oraz pomiaru temperatury cieczy roboczej w zbiorniku. Wejścia termoparowe mierzą aktualną temperaturę na każdym z kanałów zaworu proporcjonalnego. Napięciowe wyjścia analogowe używane są do zadawania sygnału otwarcia zaworu proporcjonalnego oraz zadawania prędkości obrotowej silnika elektrycznego. Rozdzielnica elektryczna została wykonana z użyciem elementów w standardzie przemysłowym. Poza ww. elementami części zasilającej i pomiarowo-sterującej wyposażona jest w wyłączniki nadprądowe dla obwodów siłowych, wkładki topikowe dla obwodów niskonapięciowych, przyciski systemu bezpieczeństwa oraz wentylację.

Do pomiaru wartości ciśnień w układzie zastosowano czujniki o zakresie 0–250 barów. Czujnik na kanale P rozdzielacza posiada klasę dokładności 0.05 (Wika IPT10), a czujniki na pozostałych kanałach (A, B, T) klasę 0.5 (Wika S20). Odczyt odbywa się z wykorzystaniem sygnału prądowego 4–20 mA (moduł Beckhoff EL3124) o dokładności 0,3% dla pełnego zakresu pomiarowego. Pomiar przepływu cieczy roboczej w układzie odbywa się z wykorzystaniem przepływomierza o zakresie pomiarowym 0–15 l i klasie dokładności 0.2. Wartość zmierzona jest konwertowana na sygnał prądowy, który następnie jest odczytywany w module EL3124. Temperatura cieczy roboczej na każdym z portów rozdzielacza mierzona jest z wykorzystaniem termopar K przy pomocy modułu Beckhoff ELX3314 dokładności 0,3% dla pełnego zakresu pomiarowego.

Stanowisko sterowane jest z poziomu wizualizacji wykonanej w środowisku LabView. Algorytmy sterowania i akwizycja danych odbywa się za pośrednictwem sterownika PLC, a dane do wizualizacji są przekazywane poprzez protokół komunikacyjny ADS (ang. *Automation Device Specification*) wykorzystujący mechanizmy stosu protokołów TCP/IP. Blokową strukturę układu sterowania przedstawiono na rys. 3, przy czym wartości ciśnień i temperatur mierzona są na poszczególnych portach rozdzielacza odpowiednio (P, A, B, T).

3. Wybrane wyniki badań

Zastosowana konstrukcja i oprzyrządowanie pomiarowe stanowiska umożliwia dokładne badanie strat energii oraz bilansowania w poszczególnych częściach stanowiska. W analizowanym stanowisku badawczym regulacja prędkości silnika hydraulicznego może odbywać się poprzez sterowanie prędkością silnika elektrycznego (sterowanie objętościowe) lub poprzez sterowanie zaworem proporcjonalnym (sterowanie dławieniowe). Współczynniki sprawności stanowiska η oraz moc hydrauliczną P_{hyd} pobieraną w układzie obliczano wg zależności (1), natomiast moc elektryczną P_{el} zużywaną przez układ obliczano przy pomocy danych pomiarowych z falownika Astraada DRV 28A i rejestrowano przy pomocy wyjścia prądowego analogicznie jak dla pozostałych sygnałów w nadrzędnej aplikacji kontrolno-sterującej LabView przy pomocy modułu prądowego EL3124.

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{el}} \quad P_{hyd} = \frac{Q \cdot p_p}{600} \quad (1)$$

gdzie: Q – mierzony przepływ czynnika [l/min]; p_p – wartość ciśnienia mierzona na porcie P rozdzielacza.

Wyniki pomiarów zostały zaprosymowane funkcją liniową, a ocenę dokładności aproksymacji sprawności zarówno w funkcji przepływu i/lub ciśnienia, wykonano za pomocą współczynnika korelacji R^2 wg zależności:

$$R^2 = \frac{\sum (p_p - \bar{p}_p)(\eta - \bar{\eta})}{\sqrt{\sum (p_p - \bar{p}_p)^2 \sum (\eta - \bar{\eta})^2}} \quad (2)$$

przy czym: η – sprawność obliczana wg zależności (1), symbolem $\bar{\quad}$ oznaczono wartość średnią w zbiorze próbek mierzonej wielkości.

Obliczenia sprawności pompy wykonano na podstawie wartości mierzonej przepływu generowanego przez układ

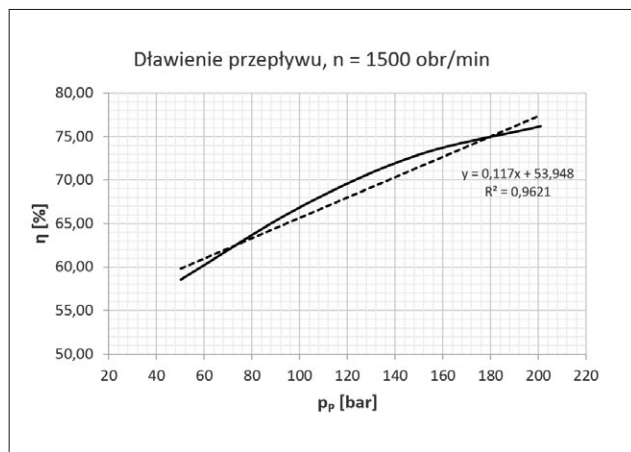
silnik-pompa tłoczkowa Q , względem obliczanej maksymalnej teoretycznej wartości na podstawie objętości geometrycznej pompy tłoczkowej $V = 0,005 \text{ cm}^3$ oraz wyznaczonej prędkości obrotowej n układu wg zależności:

$$\eta = \frac{Q}{Q_T} \quad Q_T = V \cdot n \quad (3)$$

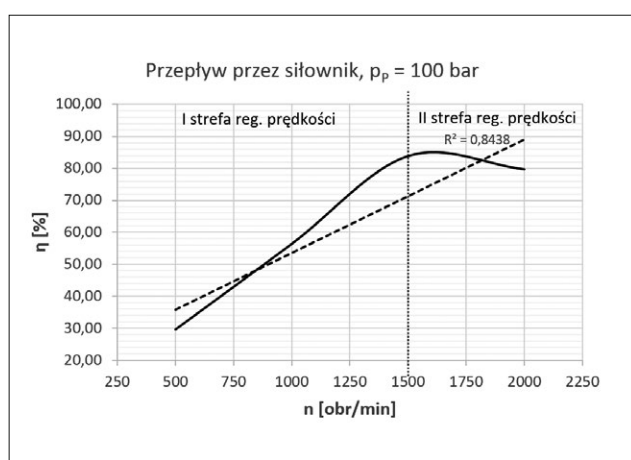
W pierwszej kolejności wyznaczono statyczną charakterystykę sprawności układu wg zależności (1) dla kilkunastu wartości ciśnień, przy stałej, znamionowej prędkości obrotowej silnika n_N oraz dławieniu przepływu przez zawór (sterowanie stratne, dławieniowe). Uzyskaną charakterystykę w zakresie zmian ciśnienia w układzie od wartości 50 do 200 barów prezentuje rys. 4. Otrzymana charakterystyka potwierdza proporcjonalny wzrost sprawności przy zwiększaniu wartości ciśnienia, a aproksymacja wyników pomiaru wg (2), przy uzyskanym współczynniku korelacji na poziomie 0,961 pozwala na stwierdzenie liniowej zależności zmian sprawności przy wzroście ciśnienia w układzie. Również w tym przypadku na sprawność całkowitą istotnie wpływają poszczególne sprawności zastosowanych hydraulicznych elementów składowych w postaci pompy, zaworu i armatury. W przypadku mocy elektrycznej pobieranej przez silnik asynchroniczny, wyznaczana jest ona na podstawie pomiarów wewnętrznych falownika, gdzie z dużym prawdopodobieństwem można stwierdzić, że część niezbędnych sygnałów prądu i napięcia jest estymowana, nie mierzona. W dalszych badaniach po zastosowaniu dokładnych watomierzy z licznikami energii o dokładności 1% stwierdzono, że obliczana przez falownik wartość mocy jest identyczna z wartością uzyskaną na podstawie watomierzy i można wykorzystać ten sposób pomiaru mocy elektrycznej w dalszych badaniach.

Kolejne eksperymenty wykonano w celu zbadania sprawności układu przy stałym ciśnieniu $p_p = 100$ barów i zmianie prędkości obrotowej układu silnik-pompa. Uzyskaną charakterystykę statyczną sprawności w funkcji zmian prędkości obrotowej zarówno w I i II strefie regulacji prędkości obrotowej silnika IM, prezentuje rys. 5. O ile liniowo rośnie sprawność układu w I strefie regulacji, to w II strefie regulacji (stała, maksymalna moc elektryczna generowana przez silnik, maksymalne napięcie zasilania) zauważalny jest spadek sprawności, który spowodowany jest większymi stratami w uzwojeniu silnika na skutek wzrostu reaktancji uzwojeń i strat w wirniku, przy większej częstotliwości pola wirującego. Jednak spadek sprawności na poziomie 5%, pozwala na eksploatację układu przy chwilowym zwiększonym przepływie dla prędkości powyżej częstotliwości znamionowych silnika asynchronicznego.

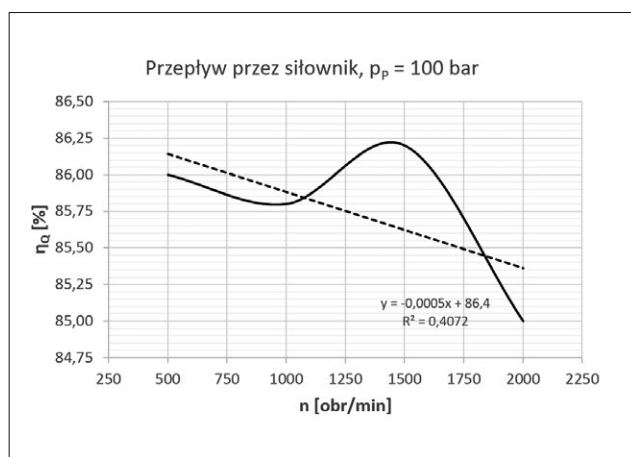
Sprawność zastosowanej pompy tłoczkowej deklarowanej przez producenta na poziomie 95% uzyskiwana jest dla dużych wartości ciśnienia w układzie na poziomie 250 barów. Przeprowadzone eksperymenty przy stałym ciśnieniu $p_p = 100$ barów i zmiennej prędkości obrotowej układu w zakresie od 500 do 2000 obr./min, pozwoliły na wykreślenie



↑ Rys. 4. Sprawność całkowita układu przy dławieniu przepływu zaworem przelewowym 10 przy zmianie wartości ciśnienia



↑ Rys. 5. Sprawność całkowita η przy przepływie przez zawór proporcjonalny 7 (rys. 1), przy zmiennej prędkości obrotowej układu i ciśnieniu zadanym $p_p = 100$ barów



↑ Rys. 6. Sprawność pompy tłoczkowej η_Q przy przepływie przez zawór proporcjonalny 7, przy zmiennej prędkości obrotowej układu i ciśnieniu zadanym $p_p = 100$ barów

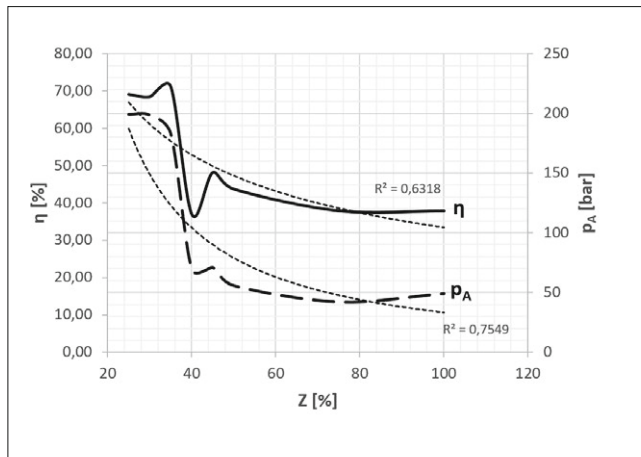
statycznej charakterystyki sprawności dla pompy tłoczkowej η_Q (rys. 6). W zakresie zmian prędkości uzyskano praktycznie stałą wartość sprawności pompy na poziomie 85–86%,

przy niższym od nominalnej wartości ciśnienia roboczego, wynoszącym 100 barów.

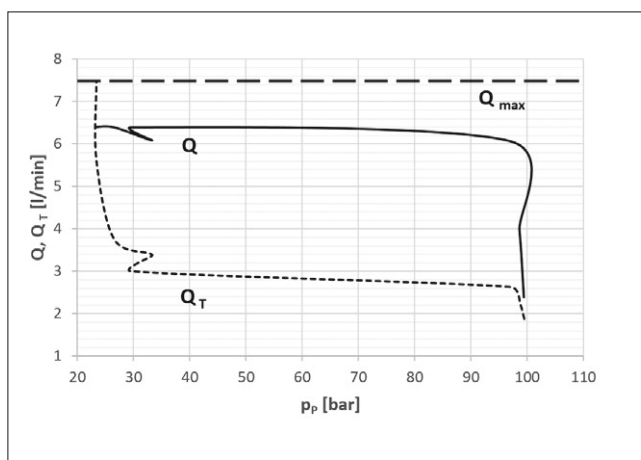
Znajomość charakterystyki przepływu przez zawór rozdzielacza w każdym przypadku sterowania jest istotna, gdyż pozwala na odpowiednie formowanie warunków pracy elementu wykonawczego w postaci silnika lub siłownika. Przy małym otwarciu zaworu, wartość ciśnienia w układzie jest bliska wartości ustawionej na przelewowym zaworze bezpieczeństwa 10. Natomiast dla przypadku względnego otwarcia zaworu powyżej wartości 40% następuje znaczny spadek ciśnienia i spadek sprawności układu. Charakterystyka z rys. 7 pokazuje, że relacja między wartością ciśnienia roboczego i przepływu (dławionego) w celu utrzymania wysokiej sprawności w układzie powinna być zachowana na poziomie wartości znamionowych wymienionych wielkości w poszczególnych sekcjach stanowiska.

Możliwe jest również wyznaczenie teoretycznych (maksymalnych) wartości przepływu dla różnych wartości ciśnień. W przypadku gdy ciśnienie robocze w instalacji zbliża się do wartości progowej zaworu bezpieczeństwa, może wystąpić częściowy upływ czynnika przez zawór. Przepływ teoretyczny Q_T – wyznaczano przy stałej prędkości układu silnik-pompa ($n = 1500$ obr./min) przy względnej zmianie otwarcia zaworu w zakresie 25–100%, rejestrując przy tym wartość przepływu i ciśnienia w układzie, prezentuje rys. 8. Otrzymane wyniki potwierdziły silną zależność uzyskiwanych wartości przepływu rzeczywistego Q w funkcji ciśnienia (uzyskano wartości proporcjonalne do względnego otwarcia zaworu). Również wartości przepływu teoretycznego $Q_T = f(p_p)$ w odniesieniu do ciśnienia roboczego w układzie, nie powinny być wykorzystywane do jakichkolwiek obliczeń mocy czy sprawności, gdyż wyznaczona statyczna charakterystyka przepływu jest przeciwna do pomiarów rzeczywistego przepływu czynnika, mierzonego przy pomocy przepływomierza.

Przepływ czynnika przez instalację hydrauliczną praktycznie zawsze wiąże się ze stratami cieplnymi w poszczególnych częściach układu, których bezpośrednią przyczynę stanowią siły tarcia. Minimalizacja strat stanowi więc złożone zadanie syntezy polegające na odpowiednim zaprojektowaniu, połączeniu i sterowaniu elementów, tak aby straty ciepłe były jak najmniejsze. Zadanie to można zrealizować poprzez odpowiednie sterowanie przepływem i ciśnieniem w układzie, tj.: sterowanie wydajnością przepływu – sterowanie objętościowe [3, 8, 9] (minimalizacja strat liniowych) lub eliminację dławienia poprzez odpowiednie zaprojektowanie bloku zaworowego, kryz i kanałów zaworowych, dobór odpowiednich średnic w celu minimalizacji oporów w instalacji itp. (minimalizacja strat miejscowych). W przypadku opomiarowania stanowiska (jak i bloku rozdzielacza) w czujniki ciśnienia i temperatury, można z dużą dokładnością oszacować spadki ciśnienia Δp na poszczególnych kanałach, a na podstawie zależności (1) oszacować straty energii. Przykładowe wyniki pomiarów przy zmianie prędkości obrotowej silnika (wydajności przepływu) w zakresie 500–2000 obr./min, przy stałym ciśnieniu $p_p = 100$ barów, prezentuje tabela 1, gdzie można zaobserwować, że zmiana temperatury jak również straty energii



↑ Rys. 7. Sprawność całkowita η przy przepływie przez siłownik dla różnego otwarcia zaworu proporcjonalnego (Z) i ustawionym ciśnieniu $p_p = 100$ barów



↑ Rys. 8. Charakterystyki eksperymentalne przepływu mierzzonego Q i obliczanego Q_T przy otwarciu zaworu proporcjonalnego $Z = 25$ –100% i ciśnieniu zadanim $p_p = 100$ barów

maleją wraz z kierunkiem przepływu czynnika roboczego przez zawór oraz rosną wraz ze zmianą natężenia przepływu.

↓ Tabela 1. Wyniki pomiaru temperatur na poszczególnych portach rozdzielacza 7, przy ustawionym ciśnieniu $p_p = 100$ barów i zmiennej prędkości układu

n [obr./min]	t_p [°C]	t_T [°C]	t_A [°C]	t_B [°C]
500	41,7	41,4	39,8	39,1
1000	42,9	40,9	40,5	40,5
1500	42,6	40,3	39,4	37,7
2000	44,6	44,2	42,1	42,0

Podsumowanie

W artykule przedstawiono wybrane wyniki badań i analiz, zbudowanego w ramach realizacji doktoratu wdrożeniowego stanowiska testowego siłowych napędów elektrohydraulicznych. Przeprowadzone eksperymenty wykazały, że właściwy dobór elementów wykonawczych istotnie wpływa na

uzyskanie wysokiej sprawności układowej. Zastosowano typowe rozwiązania stosowane w hydraulice siłowej, tj. silnik asynchroniczny IM, zasilany z falownika, napędzający pompę tłoczkową. Połączenie armatury wykonano z jak największą starannością w celu minimalizacji strat cieplnych. Wykonano wstępne badania poznawcze zarówno charakterystyk statycznych jak i dynamicznych przepływu i ciśnienia, które stanowią będą bazę do realizacji dalszych badań optymalizacji sterowania i rekuperacji energii wraz z analizą porównawczą omawianego rozwiązania i bilansem energetycznym. Docelowo źródło napędu w postaci silnika asynchronicznego zostanie zastąpione silnikiem PMSM, a stratna armatura zostanie zminimalizowana, bądź wyeliminowana.

Literatura

- [1] ZAWARCZYŃSKI Ł., WIKAREK J., DMOCHOWSKI A.: *Porównanie falownikowych napędów pompy hydraulicznej w układzie sterowania objętościowego*. „Przegląd Elektrotechniczny” 5/2023.
- [2] KACZMAREK T., ZAWIRSKI K.: *Układy napędowe z silnikiem synchronicznym*. WPP, Poznań 2000.
- [3] STEFAŃSKI T., ZAWARCZYŃSKI Ł.: *Sterowanie natężeniem przepływu w układzie hydraulicznym z falownikowym napędem pompy zębatej*. „Hydraulika i Pneumatyka” 1/2012.
- [4] DEAN PATRICK T., FALES ROGER C.: *Modern Control Design for a Variable Displacement Hydraulic Pump* 1-4244-0989-6/07/\$25.00 ©2007 IEEE. pp. 3535–3540.
- [5] PLUTA J., STOJEK J.: *Stanowisko diagnostyczne pomp tłokowych osiowych*. „Hydraulika i Pneumatyka” 2/2011.
- [6] DYMARSKI CZ., PIĄTEK D.: *Stanowisko dydaktyczne do wyznaczania charakterystyk elementów hydraulicznych*. „Hydraulika i Pneumatyka” 1/2012.
- [7] ZAWARCZYŃSKI Ł., STEFAŃSKI T.: *Problemy pomiarowe w napędach falownikowych*. „Logistyka” 6/2011.
- [8] ZAWARCZYŃSKI Ł., STEFAŃSKI T.: *Analiza sprawności układu elektrohydraulicznego*. „Hydraulika i Pneumatyka” 5/2015.
- [9] Polska Norma, PN-76/M-34034: Zasada obliczeń strat ciśnienia.

Dr inż. Łukasz Zawarczyński – Politechnika Świętokrzyska, Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki, Katedra Informatyki Stosowanej, l.zawarczynski@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0003-1899-2389>

Mgr inż. Adam Dmochowski – Politechnika Wroclawska, Szkoła Doktorska, Wydział Mechaniczny, adam.dmochowski@phs-hydraulika.pl, <https://orcid.org/0000-0002-7171-9448>

Prof. dr hab. inż. Wiesław Fiebig – Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Układów Mechatronicznych, wieslaw.fiebig@pwr.edu.pl, <https://orcid.org/0000-0001-5847-9200>

Reklama



ABUS

CRANE SYSTEMS POLSKA

TRANSPORT WEWNĘTRZNY NA NAJWYŻSZYM POZIOMIE



montaż
serwis
konserwacja



obliczanie resursu
pomiaru elektrycznego



modernizacja



części
komponenty
akcesoria



doradztwo techniczne



abuscranes.pl