

Marcin ZASTEMPOWSKI, Bogdan ZASTEMPOWSKI

e-mail: zastemp@utp.edu.pl

Wydział Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz

Stanowisko badawcze z hydraulicznym układem odzyskującym energię

Wstęp

Nowe rozwiązania konstrukcyjne przekładni mechanicznych, hydrostatycznych czy też hydrokinetycznych podlegają często badaniom, w ramach których ocenia się m.in.:

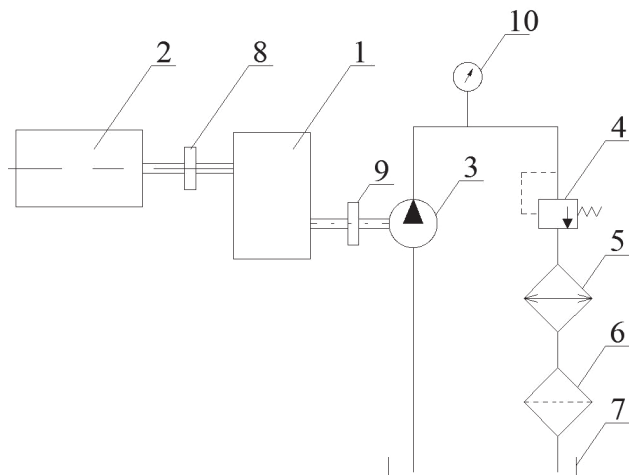
- sprawność przekładni,
- trwałość przekładni,
- charakterystykę napędową (zależność prędkości od obciążenia),
- inne charakterystyki.

Stanowisko badawcze (Rys. 1) przekładni – 1 posiada generator energii mechanicznej w postaci silnika – 2 o nastawnej prędkości obrotowej oraz układ symulujący obciążenie przekładni, które może być realizowane za pomocą:

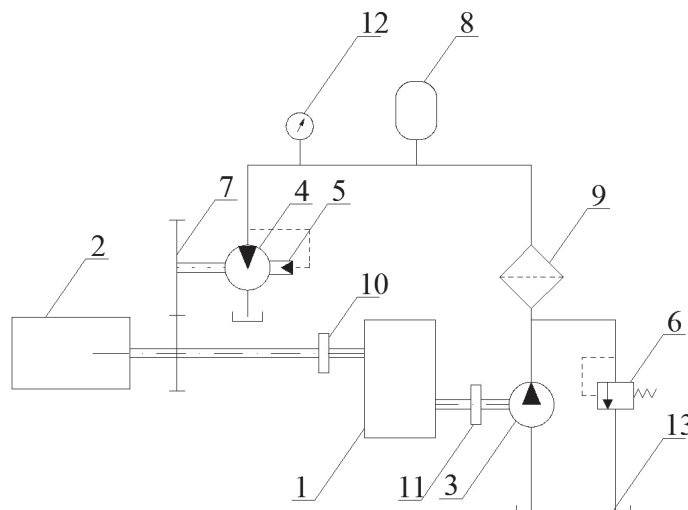
- hamulca ciernego – najstarszego historycznie rozwiązania, mającego szereg wad. Z uwagi na duże ilości ciepła musi być chłodzony wał i klocki hamulcowe. Chłodzenie natryskiem wody powoduje zmniejszenie momentu tarcia i zakłóca pomiar momentu.
- hamulca elektrowirowego [Bernhardt, 1970]. Moment hamujący uzyskuje się przez wzajemne oddziaływanie pól magnetycznych statora i wirnika. W wirniku indukują się prądy wirowe, których praca zamienia się na ciepło nagrzewające hamulec. Hamulec musi być chłodzony. Regulacja momentu hamowania odbywa się przez zmianę natężenia prądu w uzwojeniu statora.
- hamulca hydrokinetycznego [Szydelski, 1981]. Energia kinetyczna wirnika, wskutek tarcia wewnątrz cieczy, zamieniana zostaje na ciepło odprowadzane na zewnątrz hamulca. Podstawową wadą tego hamulca są trudności z nastawą momentu hamowania. Regulacja momentu może odbywać się przez regulację objętości cieczy w hamulcu.
- hamulca hydrostatycznego. Zaletą tego hamulca jest łatwość i precyzja nastawy momentu hamowania.

Celem pracy jest analiza porównawcza stanowisk badawczych hamulca hydrostatycznego w układach:

- tradycyjnym (Rys. 1), w którym energia tracona w procesie obciążenia przekładni zamieniana jest w energię cieplną [Osiecki, 1998; Stryczek, 1992a,b].
- umożliwiającym odzyskiwanie znacznej części energii traconej w procesie obciążenia przekładni (Rys. 2).



Rys.1. Stanowisko z hamulcem hydrostatycznym tradycyjnym: 1 – badana przekładnia, 2 – silnik napędzający, 3 – pompa wodorowa, 4 – zawór przelewowy, 5 – chłodnica oleju, 6 – filtr oleju, 7 – zbiornik, 8, 9 – momentomierz i obrotomierz na wale wyjściowym i wyjściowym, przekładni, 10 – manometr



Rys. 2. Stanowisko umożliwiające odzyskiwanie energii: 1 – badana przekładnia, 2 – silnik napędzający, 3 – pompa wodorowa, 4 – silnik hydrauliczny, 5 – regulator stałego ciśnienia, 6 – zawór bezpieczeństwa, 7 – przekładnia dodatkowa, 8 – akumulator hydrauliczny, 9 – filtr oleju, 10, 11 – momentomierz i obrotomierz na wale wejściowym i wyjściowym przekładni, 12 – manometr

Hamulce hydrostatyczne

Na rys. 1 przedstawiono układ hydrostatyczny, który generuje obciążenie na wale przekładni. Pompa wodorowa – 3 zablokowana zaworem przelewowym – 4 utrzymuje stałe ciśnienie w układzie.

Moment na wale wyjściowym przekładni jest równy momentowi na wale pompy i opisany równaniem [Osiecki, 1998; Stryczek, 1992a,b]:

$$M = q_p p \quad (1)$$

gdzie:

M – moment na wale pompy (wale wyjściowym przekładni),

q_p – wydajność jednostkowa pompy.

W zależności (1) jednostkowa wydajność q jest objętością otrzymaną z pompy na jeden radian. W katalogach podawane są wydajności jednostkowe odnoszące się do jednego obrotu,

p – ciśnienie w układzie.

Zależność (1) opisuje teoretyczny moment na wale wyjściowym przekładni. Rzeczywisty moment na wale jest większy w związku z koniecznością pokonania strat energetycznych w pompie i strat przepływowych w instalacji hydraulicznej.

Wartością momentu na wale przekładni (Rys. 1) można sterować przez:

- zmianę ciśnienia za pomocą zaworu przelewowego – 4,
- zmianę wydajności pompy – 3.

W celu obniżenia kosztów układu najczęściej stosuje się pompy o stałej wydajności. Wówczas jedynym parametrem, który steruje momentem obciążającym przekładnię, jest nastawa ciśnienia.

Przy długotrwałych badaniach, przekładni dużej mocy, występują duże straty energetyczne dlatego wymagane jest aby w takim układzie wbudowana była chłodnica oleju – 5.

Na rys. 2 przedstawiono stanowisko badawcze zdolne odzyskiwać znaczną część energii traconej na wytworzenie obciążenia przekładni. Układem obciążającym i jednocześnie odzyskującym energię jest specjalny układ hydrostatyczny objęty zgłoszeniem patentowym.

Moment na wale badanej przekładni generuje pompa waporowa – 3 o zmiennej wydajności. Pompa napędza silnik hydrauliczny – 4 specjalnej konstrukcji z wbudowanym regulatorem stałego ciśnienia – 5 [Stryczek, 1992b]. Wartością momentu na wale przekładni steruje się zmieniając wydajność pompy oraz nastawę regulatora ciśnienia. Silnik hydrauliczny oddaje energię mechaniczną na wał wejściowy badanej przekładni przez dodatkową przekładnię – 7. Zawór bezpieczeństwa – 4, otwiera się w przypadku awaryjnym, zabezpieczając układ przed wzrostem ciśnienia ponad wartość dopuszczalną dla danego typu pompy i silnika. Regulator ciśnienia dostosowuje chłonność silnika do przełożenia badanej przekładni.

W układzie hydraulicznym (Rys. 2) może wystąpić niekorzystne zjawisko pulsacji ciśnienia, co znacznie utrudnia pomiar momentu na wale badanej przekładni. Pulsacja ciśnienia spowodowana jest nierównomierną wydajnością pompy i chłonnością silnika w funkcji ich kąta obrotu. W celu zminimalizowania pulsacji ciśnienia niezbędne jest zainstalowanie akumulatora hydraulicznego – 8, który tłumí amplitudę pulsacji ciśnienia.

Ocena efektywności energetycznej przedstawionego układu

Podstawowe zależności dla badanej przekładni mają postać:

$$\eta = \frac{M_p \omega_p}{M \omega}, \quad i = \frac{\omega_p}{\omega} \quad (2)$$

gdzie:

η – sprawność przekładni,

M, ω – moment i prędkość kątowna na wejściu przekładni,

M_p, ω_p – moment i prędkość kątowna na wyjściu przekładni,

i – przełożenie przekładni.

Sprawności elementów układu hydrostatycznego są opisane zależnościami [Szydelski, 1981; Osiecki, 1998; Zastempowski i in., 2008]:

$$\eta_p = \frac{Q_p P_p}{M_p \omega_p}, \quad \eta_s = \frac{M_s \omega_s}{Q_s P_s}, \quad \eta_i = \frac{P_s}{P_p} \quad (3)$$

gdzie:

η_p – sprawność pompy,

η_s – sprawność silnika,

η_i – sprawność instalacji hydraulicznej,

Q_p – wydajność pompy,

Q_s – chłonność silnika,

M_p – moment na wale pompy,

M_s – moment na wale silnika,

ω_p – prędkość kątowna na wale pompy,

ω_s – prędkość kątowna na wale silnika,

P_p – ciśnienie przy pompie,

P_s – ciśnienie przy silniku.

Moment na wale wejściowym przekładni wynosi:

$$M = M_n + M_s \frac{\eta_d}{i_d} \quad (4)$$

gdzie:

M – moment na wejściu przekładni,

M_n – moment na wyjściu silnika napędowego,

M_s – moment na wale silnika hydraulicznego,

i_d – przełożenie przekładni pomocniczej,

η_d – sprawność przekładni dodatkowej.

Miarą efektywności energetycznej analizowanego układu hydrostatycznego może być stosunek momentów M_n/M . Podstawiając zależności (2) i (3) do równania (4) po przekształceniach otrzymujemy:

$$\frac{M_n}{M} = 1 - \eta_p \eta_i \eta_s \eta_d \eta \quad (5)$$

Sprawność poprawnie zaprojektowanej instalacji hydraulicznej powinna osiągnąć wartość $\eta_{i=0,95}$. Najwyższą sprawność mają pompy i silniki tłoczkowe $\eta_p = \eta_s = 0,9$. Przyjmując teoretycznie sprawności pozostałych elementów stanowiska $\eta = \eta_d = 1$, stosunek momentów

przyjmuje wartość $M_n/M = 0,23$. Zatem zaprezentowany w pracy układ umożliwi maksymalne odzyskanie energii w wysokości 77%.

Parametry układu hydrostatycznego

Podstawowymi parametrami układu są:

- ciśnienie przy silniku, zadawane przez operatora odpowiednią nastawą regulatora przepływu,
- wydajność pompy ustalona przez operatora,
- chłonność silnika hydraulicznego dostosowywana samoczynnie w zależności od przełożenia badanej przekładni,
- moment obciążający badaną przekładnię.

W maszynach waporowych, w pompie i silniku, występują straty objętościowe, których główną przyczyną są przecieki przez szczeliny tych maszyn. Wysokość tych strat opisują zależności:

$$\eta_{pv} = \frac{Q_p}{Q_{pt}}, \quad \eta_{sv} = \frac{Q_{st}}{Q_s} \quad (6)$$

gdzie:

η_{pv}, η_{sv} – sprawności objętościowe pompy i silnika.

Sprawności objętościowe są funkcjami ciśnień,

Q_{pt}, Q_{st} – wydajność teoretyczna pompy i silnika.

Wydajności teoretyczne przedstawiają zależności:

$$Q_{pt} = \epsilon_p q_p \omega_p, \quad Q_{st} = \epsilon_s q_s \omega_s \quad (7)$$

gdzie:

ϵ_p, ϵ_s – względna nastawa pompy i silnika.

Nastawa pompy zadawana jest przez operatora stanowiska, natomiast nastawa silnika ustalana jest samoczynnie.

q_p, q_s – wydajność i chłonność jednostkowa pompy i silnika,

ω_p – prędkość kątowna pompy i silnika.

Prędkości powiązane są zależnością

$$\frac{\omega_p}{\omega_s} = i \quad i_d$$

Wzdłuż instalacji hydraulicznej, między pompą a silnikiem, nie ma żadnego upływu strumienia $Q_p = Q_s$. Kojarzając równania (6) i (7) otrzymano zależność opisującą automatyczną nastawę silnika o wartości:

$$\epsilon_s = \epsilon_p \frac{q_p}{q_s} i \quad i_d \eta_{pv} \eta_{sv} \quad (8)$$

Rzeczywistą wartość momentu obciążającego badaną przekładnię otrzymuje się przekształcając zależność na sprawność pompy:

$$M_p = \epsilon_p q_p P_s \frac{\eta_{pv}}{\eta_p \eta_i} \quad (9)$$

Podsumowanie

Przedstawiony w pracy hamulec hydrostatyczny umożliwi w trakcie badań przekładni odzyskanie do ok. 87% energii. Przy zastosowaniu tradycyjnych rozwiązań konstrukcyjnych hamulców, energia ta po przekształceniu na ciepło byłaby bezpowrotnie tracona.

Szczególnie korzystne jest zastosowanie tego rozwiązania przy długotrwałych badaniach trwałościowych.

Na opisanym stanowisku mogą być badane różne rodzaje przekładni: mechaniczne, hydrostatyczne, hydrokinetyczne.

LITERATURA

- Bernhardt M., 1970. *Badania trakcyjnych silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa
- Osiecki A., 1998. *Hydrostatyczny napęd maszyn*. WNT, Warszawa
- Stryczek S., 1992a. *Napęd hydrostatyczny. Elementy*. WNT, Warszawa
- Stryczek S., 1992b. *Napęd hydrostatyczny. Układy*. WNT, Warszawa
- Szydelski Z., 1981. *Sprzęgła, hamulce i przekładnie hydrokinetyczne*. WKiŁ, Warszawa
- Zastempowski B., Musiał J., Styp-Rekowski M., 2008: *Układy oraz elementy hydrauliczne i pneumatyczne w budowie maszyn*. Wydawnictwo Uczelniane UTP, Bydgoszcz