

Ćwiczenie HP6

Charakterystyka bezwymiarowa przekładni hydrokinetycznej

1. Wstęp

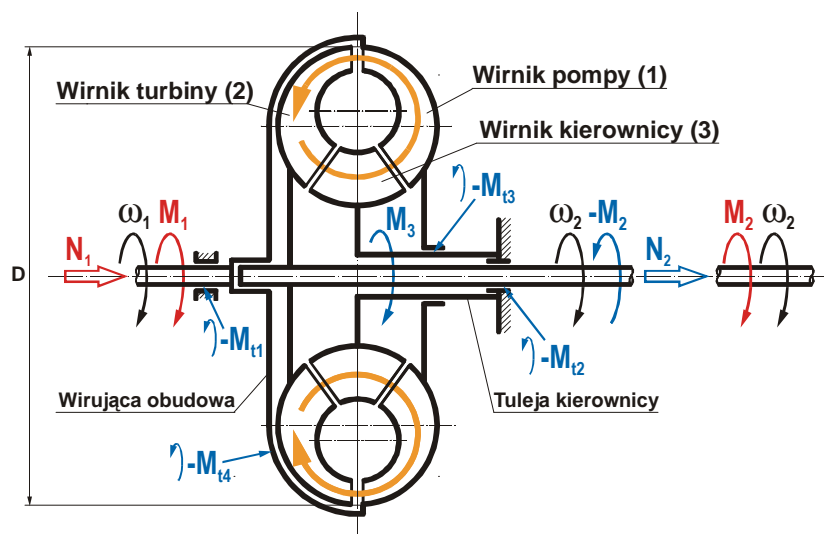
Przekładnia hydrokinetyczna jest hydraulicznym zespołem napędowym o ruchu obrotowym, który służy do zmiany wartości momentu obrotowego i prędkości kątowej. Przekładnie o specjalnej konstrukcji realizują również zmianę zwrotów tych wielkości. Do transmisji energii pomiędzy wałem wejściowym i wyjściowym przekładni jest wykorzystywana energia kinetyczna cieczy roboczej. Zazwyczaj jest nią olej hydrauliczny.

Przekładnie hydrokinetyczne charakteryzują się zdolnością do samoczynnego dostosowywania wartości przełożenia do zmian wartości momentu obciążającego wał wyjściowy. Zmiany przełożenia odbywają się w sposób ciągły.

Celem ćwiczenia jest zapoznanie studentów z budową i działaniem przekładni hydrokinetycznej oraz sporządzenie przez nich charakterystyki bezwymiarowej przekładni na podstawie wyników odpowiednich pomiarów. Charakterystykę bezwymiarową stanowią wykresy zależności wielkości charakteryzujących własności przekładni od jej przełożenia kinematycznego, zamieszczone na wspólnym rysunku – patrz pkt. 6.

2. Budowa i działanie przekładni hydrokinetycznej, podstawowe pojęcia i zależności

Schemat prostej jednozakresowej przekładni hydrokinetycznej, wyizolowanej "myślowo" z układu napędowego, jest przedstawiony na rys. 1. Przekładnia taka składa się z trzech zasadniczych elementów: wirnika pompy wirowej (1) i wirnika turbiny (2) o pokrywających się osiach obrotu oraz współosiowego z nimi nieruchomego wirnika kierownicy (3). Razem posiadają one zwykle kształt zbliżony do torusa wypełnionego cieczą. Każdy z wirników jest wyposażony w łopatki (patrz rys. 3). Służą one do zmiany wektora prędkości cieczy roboczej przepływającej przez kanały międzyłopatkowe, a tym samym do zmiany pędu cieczy. Zmianom pędu towarzyszą reakcje cieczy na łopatki wirników, czego efektem jest powstanie na każdym z nich momentów obrotowych.



Rys. 1. Schemat przekładni hydrokinetycznej jednozakresowej

Wał wejściowy przekładni o konstrukcji odpowiadającej schematowi wg rys. 1 jest połączony z wirnikiem pompy za pomocą wirującej obudowy. Łopatki tego wirnika wymuszają cyrkulację cieczy roboczej w przekładni. Następuje w nim zamiana energii mechanicznej ruchu obrotowego doprowadzanej do wału wejściowego na energię kinetyczną cieczy. Wał wyjściowy przekładni jest połączony z wirnikiem turbiny. Energia kinetyczna cieczy jest na łopatkach tego wirnika ponownie zamieniana na energię mechaniczną ruchu obrotowego. Kierownica jest elementem niezbędnym do realizacji zmiany wartości momentu obrotowego pomiędzy wałem wejściowym i wyjściowym przekładni. Ma ona również kształt wirnika, jest jednak nieruchoma. Ciecz przepływająca pomiędzy łopatkami kierownicy podlega zmianie pędu w wyniku zmiany linii działania wektora prędkości wymuszonej przez zakrzywienie łopatek. Moment, który powstaje na łopatkach kierownicy, jest przenoszony przez tuleję kierownicy na nieruchome elementy zabudowy przekładni.

Przełożenie kinematyczne przekładni hydrokinetycznej jest definiowane jako stosunek prędkości kątowej ω_2 wału wyjściowego (wału turbiny) do prędkości kątowej ω_1 wału wejściowego (wału pompy), lub jako stosunek odpowiadających im prędkości obrotowych n_2, n_1 :

$$i_k = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}. \quad (1)$$

Przełożenie dynamiczne przekładni jest definiowane jako stosunek momentu obrotowego M_2 , który jest przekazywany z wału wyjściowego przekładni do dalszej części układu napędowego (patrz rys. 1), do momentu M_1 napędzającego wał wejściowy:

$$i_d = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2)$$

Równowaga przekładni hydrokinetycznej w ustalonym ruchu obrotowym wymaga, aby suma momentów zewnętrznych działających na elementy przekładni (patrz rys. 1) była równa zeru:

$$M_1 + M_3 - M_2 - \Sigma M_t = 0, \quad (3)$$

gdzie: M_3 – moment reakcyjny działający na kierownicę od jej zamocowania,

ΣM_t – suma momentów oporów własnych przekładni, takich jak momenty oporów tarcia M_{t1}, M_{t2}, M_{t3} w łożyskowaniach wałów i uszczelnieniach obrotowych oraz moment oporów wentylacyjnych M_{t4} wirnika pompy i połączonej z nim wirującej obudowy.

Wyznaczając z zależności (3) moment

$$M_2 = M_1 + M_3 - \Sigma M_t \quad (4)$$

i uwzględniając otrzymane wyrażenie w zależności (2), można stwierdzić, że przełożenie dynamiczne przekładni hydrokinetycznej opisuje zależność

$$i_d = 1 + \frac{M_3 - \Sigma M_t}{M_1}. \quad (5)$$

W przeciętnych warunkach pracy przekładni $\Sigma M_t \ll M_1$, zatem można przyjąć, że

$$i_d \cong 1 + \frac{M_3}{M_1}. \quad (6)$$

Transmisji energii przez przekładnię towarzyszy rozpraszanie energii. Jego główną przyczyną są opory przepływu cieczy przez kanały międzyłopatkowe wirników. Moc N_2 odbierana z wału turbiny jest w związku z tym mniejsza od mocy N_1 doprowadzanej do wału pompy. Stosunek tych mocy przedstawia sprawność ogólną przekładni

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1}. \quad (7)$$

Łatwo stwierdzić na podstawie zależności (1), (2) i (7), że sprawność przekładni hydrokinetycznej można wyrazić następująco:

$$\eta = i_d \cdot i_k. \quad (8)$$

Moment M_1 niezbędny do napędzania wirnika pompy przekładni hydrokinetycznej jest proporcjonalny do gęstości cieczy roboczej ρ , drugiej potęgi prędkości kątowej ω_1 tego wirnika i piątej potęgi jego wymiarów geometrycznych. Wynika to z zależności opisujących przepływ cieczy przez wirniki maszyn wirowych oraz warunków podobieństwa dynamicznego przepływu przez wirniki. Przepływ cieczy roboczej przez wirniki przekładni hydrokinetycznej jest podobny pod względem dynamicznym przy różnych - byle dostatecznie dużych - wartościach prędkości kątowej wirnika pompy i różnych obciążeniach wału wyjściowego momentem M_2 , jeżeli wartość przełożenia kinematycznego i_k przekładni pozostaje taka sama. Wspomnianą wyżej proporcjonalność można w związku z tym zastąpić równością wprowadzając współczynnik proporcjonalności λ_M o wartości zależnej od przełożenia kinematycznego, zwany bezwymiarowym współczynnikiem momentu:

$$M_1 = \lambda_M (i_k) \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot D^5. \quad (9)$$

gdzie: D – średnica czynna przekładni, którą jest nazywana największa średnica przepływu cieczy roboczej w wirniku pompy.

Konkretna przekładnia hydrokinetyczna jest przystosowana do pracy z określoną cieczą roboczą, której gęstość zmienia się znikomo w wyniku zmian temperatury. W polskiej literaturze jest w związku z tym stosowany współczynnik momentu $f_M(i_k)$, który w jednostkach podstawowych układu SI posiada wymiar fizyczny analogiczny do wymiaru gęstości. Przyjęte jest jednak przedstawianie wymiaru tego współczynnika tak, jak w poniższej zależności:

$$f_M = \rho \cdot \lambda_M \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \text{rad}^2} \right]. \quad (10)$$

Moment obrotowy niezbędny do napędzania wirnika pompy przekładni hydrokinetycznej można zatem określić na podstawie zależności:

$$M_1 = f_M (i_k) \cdot \omega_1^2 \cdot D^5. \quad (11)$$

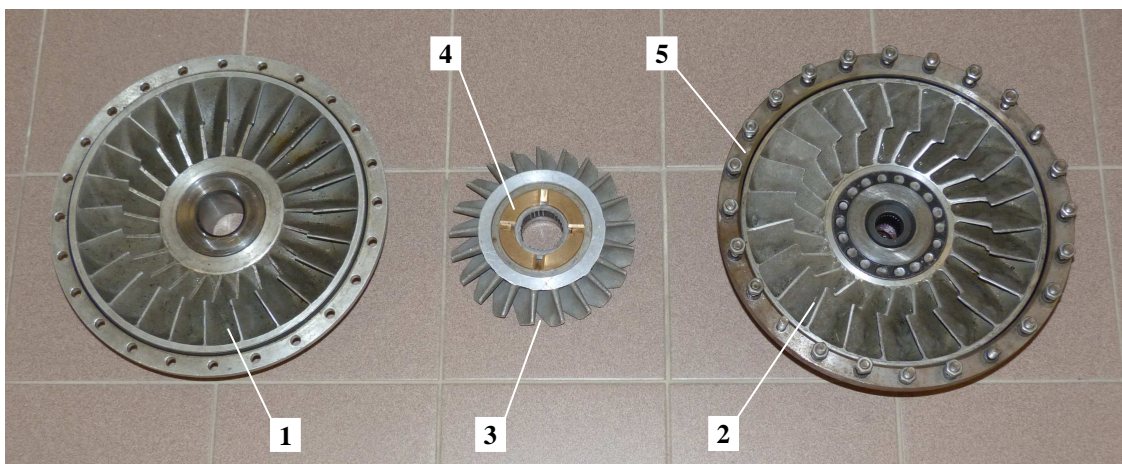
Należy zauważyć, że w przypadku konkretnej przekładni hydrokinetycznej - o danych wymiarach geometrycznych - wartość współczynnika momentu pozostaje taka sama przy tej samej wartości przełożenia kinematycznego. Wartość momentu obrotowego na wirniku pompy zależy wtedy wyłącznie od drugiej potęgi prędkości kątowej tego wirnika, a więc od prędkości obrotowej silnika lub podzespołu układu napędowego napędzającego wał wejściowy przekładni. Przebieg zależności współczynnika momentu od wartości przełożenia kinematycznego charakteryzuje zatem jednoznacznie przekładnię pod względem wartości momentu niezbędnego do napędzania jej wału wejściowego przy danym przełożeniu kinematycznym.

Zależność (6) wskazuje, że przełożenie dynamiczne przekładni hydrokinetycznej jest większe od jedności w takich warunkach ruchu przekładni, przy których zwrot momentu reakcyjnego M_3 działającego na kierownicę od jej zamocowania jest taki sam, jak zwrot momentu M_1 napędzającego wał wejściowy. Przełożenie dynamiczne osiąga największą wartość $i_{d\max}$ przy przełożeniu kinematycznym $i_k = 0$, kiedy wirnik turbiny jest zatrzymany ($\omega_2 = 0$). Wartość $i_{d\max}$ jest nazywana współczynnikiem transformacji przekładni. Zmniejszenie wartości momentu M_2 odbieranego z wału wyjściowego powoduje wzrost prędkości kątowej wirnika turbiny i zwiększenie wartości przełożenia kinematycznego. Towarzyszy temu spadek wartości momentu reakcyjnego M_3 działającego na kierownicę i zmniejszenie wartości przełożenia dynamicznego. Wartość przełożenia kinematycznego, przy którym moment reakcyjny M_3 osiąga wartość równą zero i następuje zrównanie wartości momentu M_1 napędzającego wirnik pompy i momentu M_2 odbieranego z wirnika turbiny, jest nazywana przełożeniem kinematycznym sprzęgnięcia i_{ks} . Przełożenie dynamiczne przekładni jest wtedy równe jedności: $i_d = 1$. Punkt na charakterystyce przekładni odpowiadający przełożeniu kinematycznemu sprzęgnięcia jest nazywany punktem sprzęgnięcia. W przedziale wartości

3. Obiekt badań

Obiektem badań jest przekładnia hydrokinetyczna dwuzakresowa bez wewnętrznego pierścienia prowadzącego ciecz, o płaskich skośnych łopatkach wirnika pompy i turbiny. Pomysłodawcą i autorem tego rozwiązania konstrukcyjnego jest dr inż. Zbigniew Szydelski, wieloletni pracownik Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Przekładnie takie były stosowane w układzie napędowym wózków widłowych produkcji Gliwickiego Przedsiębiorstwa Urządzeń Transportowych ZREMB. Przekładnia ma średnicę czynną $D=252$ mm. Wygląd wirników przekładni jest przedstawiony na rys. 3.

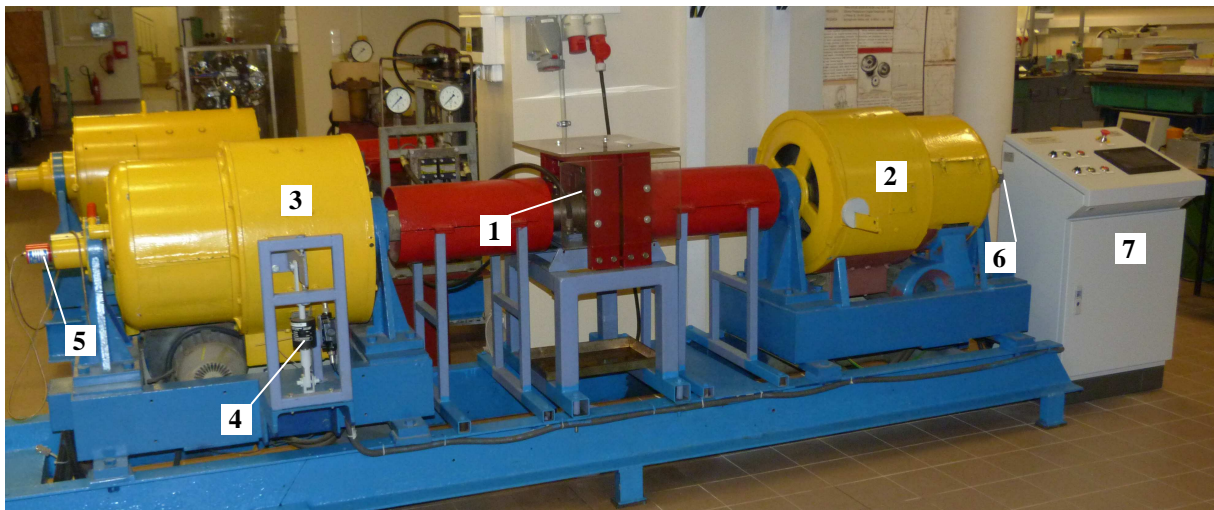
Badana przekładnia pracuje przy całkowitym napełnieniu cieczą roboczą. Jest nią olej hydrauliczny dostarczany przez zewnętrzny układ zasilający. Umożliwia on chłodzenie cieczy roboczej w chłodnicy oleju oraz pozwala uzyskać w przekładni ciśnienie statyczne wyższe od atmosferycznego. Zapobiega to powstawaniu w przekładni kawitacji, która obniża sprawność przekładni i może powodować uszkodzenia wirników w wyniku korozji kawitacyjnej.



Rys. 3. Elementy badanej przekładni hydrokinetycznej
1 – wirnik pompy, 2 – wirnik turbiny, 3 – wirnik kierownicy,
4 – sprzęgło jednokierunkowe, 5 – wirująca obudowa przekładni

4. Stanowisko badawcze

Badana przekładnia hydrokinetyczna jest umieszczona na stanowisku badawczym, którego ogólna budowa jest przedstawiona na rys. 4.



Rys. 4. Stanowisko badawcze

Przekładnia hydrokinetyczna (1) jest napędzana silnikiem elektrycznym (2), którego wał jest połączony z wałem wejściowym przekładni (wałem pompy) za pomocą wału przegubowego. Wał wyjściowy przekładni (wał turbiny) jest połączony wałem przegubowym z wałem elektrycznej maszyny hamującej (3). Obie maszyny elektryczne są maszynami prądu stałego zasilanymi i sterowanymi za pomocą układów tyrystorowych. Układy te umożliwiają regulację wartości prędkości obrotowej wału silnika napędzającego przekładnię i wartości momentu odbieranego z wału wyjściowego przekładni przez maszynę hamującą. Korpusy obu maszyn elektrycznych są zamocowane obrotowo i połączone za pomocą ramion reakcyjnych z czujnikami siły (4). Pozwala to określić wartość momentu napędzającego wał pompy i momentu odbieranego z wału turbiny badanej przekładni w ustalonych warunkach ruchu stanowiska. Momenty te są równe pod względem wartości momentom reakcyjnym działającym na korpusy maszyn elektrycznych, aczkolwiek przeciwnie skierowane. Wartości prędkości obrotowych maszyn elektrycznych są wyznaczone na podstawie pomiaru liczby impulsów emitowanych w określonych przedziałach czasu przez czujniki zwane enkoderami (5, 6).

Integralną częścią stanowiska jest pulpit sterowniczy (7) wyposażony w ekran dotykowy. Na lewo od ekranu są umieszczone na pulpicie dwie pary przycisków: „Start” - przycisk zielony i „Stop” - przycisk czerwony. Służą one do włączenia bądź wyłączenia zasilania silnika napędzającego przekładnię („Pole napędu”) i maszyny hamującej („Pole odbioru”). Stan włączenia lub wyłączenia każdej z maszyn jest sygnalizowany odpowiednimi komunikatami wyświetlanymi w górnej części ekranu dotykowego. Powyżej ekranu znajduje się czerwony przycisk awaryjnego wyłączenia zasilania elektrycznego stanowiska. Jego użycie jest dopuszczalne tylko w przypadku zaistnienia niebezpiecznej sytuacji awaryjnej.

Wygląd ekranu dotykowego jest przedstawiony na rys. 5. Na ekranie są wyświetlane wartości następujących wielkości mierzonych lub obliczonych:

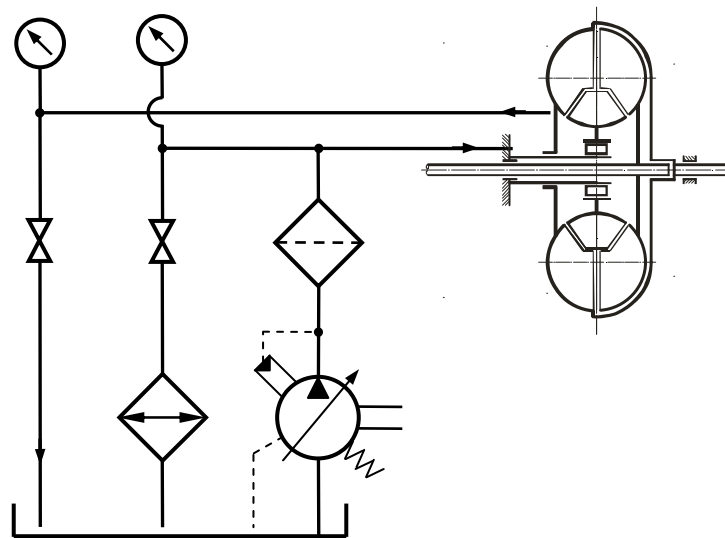
- momentu M_1 napędzającego wał wejściowy przekładni (moment pompy) i prędkości obrotowej n_1 tego wału (prędkość pompy),
- momentu M_2 odbieranego z wału wyjściowego przekładni (moment turbiny) i prędkości obrotowej n_2 tego wału (prędkość turbiny),
- przełożenia kinematycznego i_k oraz przełożenia dynamicznego i_d przekładni.



Rys. 5. Ekran pulpitu sterowniczego stanowiska badawczego

Ekran zawiera ponadto przyciski dotykowe, które umożliwiają wprowadzenie żądanych wartości prędkości obrotowej n_1 wału silnika napędzającego przekładnię – „ZADAWANIE PRĘDKOŚCI” i momentu M_2 odbieranego z jej wału wyjściowego przez maszynę hamującą – „ZADAWANIE OBCIĄŻENIA”. Żądana wartość momentu M_2 jest podawana jako procent jego dopuszczalnej wartości maksymalnej. Możliwe jest dokonanie niewielkich zmian wprowadzonych wartości za pomocą przycisków zwiększenia \uparrow lub zmniejszenia \downarrow . Przycisk „Pomiar” służy do zapisania serii wartości mierzonych wielkości w pamięci masowej, którą należy podłączyć do pulpitu poprzez złącze USB. Zmiany wartości prędkości n_1 i momentu M_2 można wprowadzać dopiero po wyświetleniu na tym przycisku numeru kolejnego zarejestrowanej serii pomiarów. Przycisk „WYKRES” pozwala wyświetlić na ekranie pulpitu kontrolny wykres zależności $i_d(i_k)$ w formie punktów odpowiadających kolejnym seriom pomiarów.

Schemat hydrauliczny układu zasilającego badaną przekładnię olejem hydraulicznym jest przedstawiony na rys. 6.



Rys. 6. Schemat hydrauliczny układu zasilania przekładni

5. Metoda i przebieg pomiarów

Podczas pomiarów w kolejnych seriach są rejestrowane wartości wielkości niezbędnych do wyznaczenia wartości przełożenia kinematycznego i_k oraz odpowiadających mu wartości przełożenia dynamicznego i_d , sprawności ogólnej przekładni η i współczynnika momentu f_M . Wielkościami tymi są:

- n_1, n_2 - prędkości obrotowe wirników pompy i turbiny przekładni,
- M_1 - moment napędzający wał wirnika pompy,
- M_2 - moment odbierany z wirnika turbiny.

Zmianę wartości przełożenia kinematycznego uzyskuje się poprzez zmianę prędkości obrotowej n_1 wału pompy i (lub) zmianę momentu M_2 odbieranego z wału turbiny przez maszynę hamującą. Wskazane jest realizowanie jak największych wartości tych wielkości – spośród możliwych do uzyskania przy danym przełożeniu kinematycznym. Nie wolno przy tym przekraczać maksymalnych wartości n_1 i M_2 dopuszczalnych dla stanowiska (podanych przez prowadzącego ćwiczenie) oraz obciążać silnika elektrycznego napędzającego przekładnię nadmierną mocą. W przypadku pojawienia się na pulpicie sterowniczym ostrzeżenia o przeciążeniu silnika należy zmniejszyć wartość momentu M_2 odbieranego

z wału turbiny. Zmiana wartości przełożenia kinematycznego dla kolejnych serii pomiarowych powinna wynosić około:

0,1 , gdy $i_k \in [0 \div 0,7]$; 0,05 , gdy $i_k \in [0,7 \div 0,9]$; 0,02 , gdy $i_k \in [0,9 \div 0,98]$.

Wartość przełożenia kinematycznego $i_k=0$ uzyskuje się w wyniku zatrzymania wirnika elektrycznej maszyny hamującej za pomocą hamulca ciernego. Wartość prędkości obrotowej n_1 wirnika pompy nie powinna być mniejsza przy tym pomiarze od 600 obr/min i nie powinna przekraczać 900 obr/min.

Wszystkie pomiary powinny być wykonane w ruchu ustalonym podzespołów stanowiska. Nadciśnienie (ponad ciśnienie atmosferyczne) oleju opuszczającego przekładnię nie powinno być mniejsze od 0,04 MPa – patrz manometr () wg rys. 5. Temperatura oleju zasilającego przekładnię powinna być utrzymana w przedziale wartości $65 \div 75^\circ\text{C}$. W przypadku wzrostu temperatury ponad wartość dopuszczalną należy chwilowo przerwać pomiary, zmniejszyć do zera moment M_2 odbierany z wirnika turbiny przez maszynę hamującą, zmniejszyć prędkość obrotową silnika napędzającego do około 1000 obr/min oraz skierować do chłodnicy część oleju podawanego przez pompę układu hydraulicznego zasilającego przekładnię. Po obniżeniu się temperatury oleju kontynuować pomiary.

6. Opracowanie wyników pomiarów

Na podstawie wartości prędkości obrotowych n_1, n_2 wirników pompy i turbiny oraz momentów obrotowych M_1, M_2 napędzającego wał wejściowy i odbieranego z wału wyjściowego przekładni, które zostały zarejestrowane w kolejnych seriach pomiarów, należy wyznaczyć odpowiadające im wartości:

- prędkości kątowych ω_1, ω_2 ,
- przełożenia kinematycznego i_k ,
- przełożenia dynamicznego i_d ,
- wartości współczynnika momentu f_M .

Obliczenia należy wykonać wykorzystując zależności podane w punkcie 2, przy czym wartość współczynnika momentu można wyznaczyć na podstawie zależności (11):

$$f_M = \frac{M_1}{\omega_1^2 \cdot D^5} \cdot \quad (12)$$

Wyniki pomiarów i obliczeń należy umieścić we wspólnej tabeli. Na ich podstawie wykonać charakterystykę bezwymiarową badanej przekładni hydrokinetycznej. Stanowią ją wykresy zależności następujących wielkości charakteryzujących własności przekładni od jej przełożenia kinematycznego: $i_d(i_k), \eta(i_k), f_M(i_k)$.

Wszystkie wykresy należy umieścić na jednym rysunku. Podziałki dla osi poszczególnych wielkości powinny być dobrane w taki sposób, aby zapewnić możliwie najlepszą czytelność wykresów. Na wykresach należy nanieść punkty odpowiadające obliczonym parom wartości i_k, i_d oraz i_k, f_M , a następnie aproksymować przebiegi $i_d(i_k)$ oraz $f_M(i_k)$ liniami ciągłymi. Można w tym celu wykorzystać metody komputerowe – dobierając odpowiednie funkcje analityczne, lub użyć przyrządy rysunkowe (krzywki). Należy przy tym uwzględnić zmianę zakresu pracy przekładni przy wartości przełożenia kinematycznego równej przełożeniu kinematycznemu sprzęgnięcia i_{ks} . Wykres sprawności ogólnej przekładni $\eta(i_k)$ należy wykonać na podstawie obliczeń przeprowadzonych według zależności (8) i par wartości i_d, i_k wyznaczonych z aproksymowanego przebiegu zależności $i_d(i_k)$. Wykonane w tym celu obliczenia zamieścić w tabeli, lub podać dobrane funkcje analityczne, które aproksymują przebiegi $i_d(i_k)$ oraz $\eta(i_k)$.

Na podstawie wykonanych wykresów określić wartość przełożenia kinematycznego sprzęgnięcia i_{ks} oraz wartość współczynnika przenikalności przekładni, który jest zdefiniowany następująco:

$$p = \frac{f_{M_{\max}}}{f_{M_s}}, \quad (13)$$

gdzie: $f_{M_{\max}}$ – największa wartość współczynnika momentu,
 f_{M_s} – wartość współczynnika momentu w punkcie sprzęgnięcia.

7. Zagadnienia dotyczące tematu ćwiczenia

- Interpretacja otrzymanych zależności graficznych z uwzględnieniem punktów charakterystycznych,
- Charakterystyka uniwersalna i pełna przekładni hydrokinetycznej oraz ich związek z charakterystyką bezwymiarową,
- Przenikalność przekładni hydrokinetycznej i jej sens fizyczny,
- Współpraca przekładni hydrokinetycznej z silnikiem spalinowym, charakterystyka wyjściowa zespołu silnik–przekładnia,
- Zalety i wady zastosowania przekładni hydrokinetycznej w układzie napędowym pojazdu lub maszyny roboczej.

8. Literatura

- [1] Szydelski Z.: Podstawy napędów hydraulicznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1995,
- [2] Szydelski Z: Pojazdy samochodowe. Sprzęgła, hamulce i przekładnie hydrokinetyczne. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1981.