

Article citation info:

Dziubak T, Szczepaniak P. Model of the rate of flow of hydraulic fluid leaking through precision pairs in the electrohydraulic controller of an automatic transmission. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2017; 78(4): 43-61, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL78.ART3>

## **Model natężenia przepływu płynu hydraulicznego przez nieszczelności par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego automatycznej skrzyni biegów**

**TADEUSZ DZIUBAK<sup>1</sup>, PAWEŁ SZCZEPANIAK<sup>2</sup>**

Wojskowa Akademia Techniczna, Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

### **Streszczenie**

Przedstawiono warunki pracy oraz funkcje płynu ATF w automatycznej skrzyni biegów (ASB). Wykazano, że istotny wpływ na prawidłową pracę sterownika elektrohydraulicznego ASB ma jakość płynu ATF. Przeanalizowano zjawisko przepływu płynu ATF przez szczeliny (luzy) hydraulicznych par precyzyjnych „nazywane natężeniem przepływu nieszczelności wewnętrznej” lub „przeciekami wewnętrznymi”. Wykazano, że nadmierne „przeciaki wewnętrzne”, spowodowane nadmiernym zużyciem elementów hydraulicznych i niską lepkością oleju, mogą być powodem spadku ciśnienia płynu w układzie hydraulicznym ASB i przyczyną jej nieprawidłowego jej działania.

Zaproponowano model natężenia przepływu przez nieszczelności wewnętrzne hydraulicznych par precyzyjnych elementów rozdzielczych. Wykorzystano zależność na natężenie przepływu przez nieszczelności wewnętrzne hydraulicznej pary precyzyjnej ze szczeliną pierścieniową koncentryczną. Sformułowano założenia modelu i warunki badań. Wartości luzów par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego określono podczas pomiarów na obiekcie rzeczywistym - po przebiegu eksploatacyjnym ASB. Pomierzono odpowiednie średnice tłoczków i suwaków oraz średnic wewnętrznych otworów cylindrycznych suwaków rozdzielczych i tłumików hydraulicznych. Przeprowadzono wariantowe badania

---

<sup>1</sup> Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, ul. Gen. Witolda Urbanowicza 2, 00-908 Warszawa; e-mail: [tadeusz.dziubak@wat.edu.pl](mailto:tadeusz.dziubak@wat.edu.pl)

<sup>2</sup> Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa; e-mail: [pawel.szczepaniak@itwl.pl](mailto:pawel.szczepaniak@itwl.pl)

modelu określając sumaryczne przecieki sterownika układu hydraulicznego ASB z różnymi wartościami stopnia zużycia par precyzyjnych i temperatury (lepkości i gęstości) płynu dla warunków jazdy na przełożeniu „1” i „2”.

Słowa kluczowe: automatyczne skrzynie biegów (ASB), układ hydrauliczny, sterownik elektrohydrauliczny, hydrauliczna para precyzyjna, nieszczelności wewnętrzne, model natężenia przepływu płynu ATF.

## 1. Wprowadzenie

Współczesna ASB jest zespołem w większości przypadków bezobsługowym, zapewniającym użytkownikowi komfort jazdy, który wynika z jej następujących zalet:

- brak tradycyjnego sprzęgła zwalnia kierowcę z konieczności operowania nim podczas jazdy,
- nie występuje konieczność włączania biegów, w związku z tym kierujący trzyma obie ręce na kole kierownicy, co zwiększa bezpieczeństwo i komfort jazdy,
- możliwość jazdy z bardzo małymi prędkościami (pełzania) w zatłoczonym ruchu miejskim,
- zmiana przełożeń praktycznie bez chwilowej utraty siły napędowej,
- wysoka trwałość i niezawodność oraz mała awaryjność.

ASB to zespół o dużym stopniu złożoności konstrukcji. Sterowanie ASB realizowane jest za pomocą skomplikowanego układu hydraulicznego, którego głównymi elementami są: sterownik elektrohydrauliczny, pompa hydrauliczna wraz z filtrem, siłowniki hydrauliczne sprzęgieł i hamulców wielotarczowych mokrych, konwertor oraz chłodnica płynu hydraulicznego (ATF) [17].

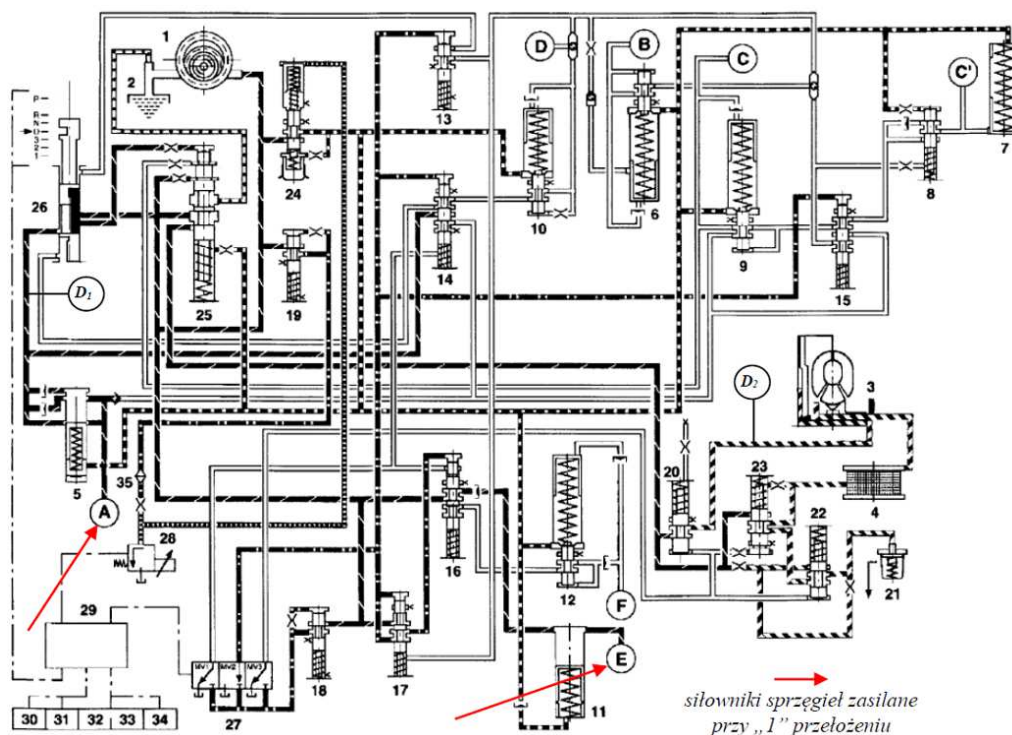
W sterowniku elektrohydraulicznym znajduje się kilkadziesiąt elementów rozdzielczych. Każdy element rozdzielczy może mieć kilka par precyzyjnych: tłoczek suwakocylindryczna obudowa, stanowiących skojarzenie. Schemat układu hydraulicznego sterowania skrzynią biegów ZF4HP-24 przedstawiono na rys. 1, na którym są zaznaczone kierunki przepływu płynu ATF dla realizowanego pierwszego przełożenia D/1.

W ASB czynnikiem roboczym jest płyn ATF, który pracuje w niesprzyjającym, utleniającym środowisku i jest poddawany intensywnemu ścinaniu, przez co jego właściwości fizyko-chemiczne ulegają zmianie w trakcie eksploatacji [2, 4, 6, 10]. Płyn ATF jest jednocześnie: płynem hydraulicznym, czynnikiem roboczym przekładni hydrokinetycznych, olejem przekładniowym, olejem do sprzęgieł mokrych oraz czynnikiem chłodzącym elementy przekładni automatycznej.

Odpowiednia wartość ciśnienia płynu ATF warunkuje efektywne funkcjonowanie układu hydraulicznego sterowania, a tym samym prawidłowe działanie ASB. Bardzo istotne znaczenie mają tutaj procesy zużywania elementów układu hydraulicznego ASB i starzenia płynu ATF. Obniżona względem świeżego płynu ATF lepkość kinematyczna jest przyczyną zwiększonego natężenia przepływu przez nieszczelności wewnętrzne par precyzyjnych elementów rozdzielczych sterownika elektrohydraulicznego oraz inne skojarzenia i uszczelnienia pracujące pod ciśnieniem. W wyniku spadku lepkości płynu ATF obniża się również sprawność wolumetryczna hydraulicznej pompy zębatej, co w efekcie zmniejsza jej wydajność [9]. Na pewnym etapie eksploatacji ASB oraz w danych warunkach ruchu pojazdu może wystąpić zjawisko, przy którym zapotrzebowanie na strumień cieczy roboczej (zwiększony skutek dużych ubytków przez nieszczelności par precyzyjnych) przekracza

wydajność pompy hydraulicznej. W tej sytuacji dojdzie do zaburzeń w przebiegu procesów roboczych układu hydraulicznego sterowania, a w konsekwencji spowoduje niesprawność ASB.

Celem pracy była ocena wpływu zwiększonego luzu (zużycia) par precyzyjnych elementów rozdzielczych oraz spadku lepkości płynu na wartości natężenia przepływu płynu ATF przez nieszczelności wewnętrzne (przecieki) sterownika elektrohydraulicznego oraz innych skojarzy pracujących pod ciśnieniem przy wykorzystaniu zbudowanego modelu i dane pochodzące z pomiarów par precyzyjnych rzeczywistego obiektu.



Rys. 1. Schemat układu hydraulicznego sterowania ASB ZF4HP-24 wraz z drogami przepływu płynu ATF przy położeniu dźwigni selektora w pozycji „D” i realizacji przełożenia „1”:  
 1 – pompa hydrauliczna, 2 – filtr hydrauliczny, 3 – konwerter, 4 – chłodnica płynu ATF: 5 – tłumik hydrauliczny sprzęgła „A”, (suwakowe zawory rozdzielcze: 6 – sprzęgła „B” z tłumikiem hydraulicznym, 8 – hamulca „C<sub>1</sub>”, 9 – hamulca „C” z tłumikiem hydraulicznym, 10 – hamulca „D” z tłumikiem hydraulicznym, 12 – hamulca „F” z tłumikiem hydraulicznym, 13 – biegu wstecznego, 14, 15, 16 – zmiany przełożenia 1↔2 (2↔3) (3↔4), 17 – funkcji „Kick – down”, 18, 19 – ciśnieniowy, 20 – konwertera, 22 – sterujący ciśnieniem smarowania, 23, 25 – dystrybucji ciśnienia głównego, 26 – wyboru trybu jazdy sterowany mechanicznie), 7 – tłumik hydrauliczny hamulca „C”, 11 – tłumik hydrauliczny sprzęgła „E”, 21 – zawór przelewowy układu smarowania, 23 – zawór sterujący sprzęgłem „Lock – up”, 24 – zawór modulacji ciśnienia, 27 – zespół zaworów elektromagnetycznych dwupołożeniowych MV1/MV2/MV3, 28 – proporcjonalny zawór elektromagnetyczny MV4, 29 – sterownik EAT [13]

## 2. Szczeliny hydrauliczne

W połączeniach ruchowych między dwoma współpracującymi ze sobą częściami, na przykład między tłoczkiem a cylinderkiem znajduje się przestrzeń uwarunkowana ściśle określonym luzem montażowym (promieniowym) nazywana szczeliną. Proces docierania, a następnie zużycia w procesie eksploatacji skutkuje tym, że luzy ulegają powiększaniu, a tym samym zwiększa się grubość szczeliny.

W czasie użytkowania zespołu hydraulicznego zwiększa się wartość luzu hydraulicznej pary precyzyjnej. Na tę wartość składa się luz montażowy oraz przyrost luzu wynikający z eksploatacyjnego zużycia ściernego elementów precyzyjnych skojarzenia:

$$c_r = c_m + \Delta c_e \text{ [mm]}, \quad (1)$$

gdzie:  $c_m$  – luz promieniowy montażowy [mm],  $\Delta c_e$  – przyrost luzu promieniowego wynikający ze zużycia ściernego w czasie eksploatacji [mm].

Na rzeczywisty luz promieniowy podczas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej, tak zwany luz promieniowy efektywny  $c_{re}$ , mają wpływ [14, 15]:

- działanie ciśnienia na element sterowniczy (odkształcenia mechaniczne), co powoduje zmniejszanie wartości luzu  $\Delta c_c$ ,
- rozszerzalność cieplna suwaka zaworu rozdzielczego – zmniejszanie wartości luzu  $\Delta c_{Ts}$ ,
- rozszerzalność cieplna korpusu sterownika elektrohydraulicznego (tulei), co powoduje zwiększenie wartości luzu  $\Delta c_{Tk}$ .

Zmianę luzu ( $\Delta c_c$ ) powodowanego działaniem ciśnienia, ze względu na nieznaczne jego wartości ( $\leq 1000$  kPa), można pominąć. Wpływ rozszerzalności cieplnej elementów hydraulicznych par precyzyjnych na zmianę luzu promieniowego jest znaczny, ponieważ temperatura eksploatacyjna  $T_e$  płynu ATF i elementów skrzyni biegów zawiera się w zakresie  $70 \div 90^\circ\text{C}$ . Różnica temperatur  $\Delta T$  pomiędzy temperaturą pomiaru luzu promieniowego  $c_r$  (dokonywanego w temperaturze otoczenia  $T_o = 20^\circ\text{C}$ ), a temperaturą elementów hydraulicznych par precyzyjnych podczas pracy może wynosić  $70^\circ\text{C}$ . W związku z tym zależność opisująca efektywny luz promieniowy hydraulicznej pary precyzyjnej ( $c_{re}$ ) ma postać [14, 15]:

$$c_{re} = c_r + \Delta c_{Tk} - \Delta c_{Ts} = c_r + \left( \frac{\beta_k \cdot D_k \cdot \Delta T_k - \beta_s \cdot d_s \cdot \Delta T_s}{2} \right) \text{ [mm]}, \quad (2)$$

gdzie:  $\Delta c_{Tk}$ ,  $\Delta c_{Ts}$  – zmiana luzu wynikająca z rozszerzalności termicznej odpowiednio: korpusu sterownika i suwaka rozdzielczego [mm],  $\beta_k$ ,  $\beta_s$  – współczynnik liniowej rozszerzalności termicznej odpowiednio: materiału korpusu i suwaka [ $1/^\circ\text{C}$ ],  $D_k$ ,  $d_s$  – średnica odpowiednio: otworu w korpusie i suwaka rozdzielczego [mm],  $\Delta T_s$ ,  $\Delta T_k$  – różnica temperatur pomiędzy rzeczywistą temperaturą podczas eksploatacji odpowiednio: korpusu i suwaka rozdzielczego, a temperaturą tych elementów podczas pomiaru.

## 3. Zjawisko przecieków w ASB

Pasowane ruchowo pary precyzyjne elementów rozdzielczych hydraulicznego układu sterowania muszą mieć zapewnione luzy montażowe. Proces docierania, a następnie zużycia w procesie eksploatacji skutkuje tym, że luzy te ulegają powiększaniu. W związku z różnicą wartości ciśnienia płynu hydraulicznego po obu stronach szczeliny hydraulicznej, powstaje niekorzystne z punktu widzenia strat strumienia zjawisko przepływu płynu przez szczelinę (luz)

skojarzenia hydraulicznej pary precyzyjnej nazywane natężeniem przepływu nieszczelności wewnętrznej lub „przeciekami wewnętrznymi” [23]. W układzie hydraulicznym ASB jest wiele skojarzeń, gdzie występuje niepożądany przepływ płynu ATF (przeciek wewnętrzny). Jeden element rozdzielczy może mieć kilka par precyzyjnych, a więc kilka szczelin hydraulicznych, rozdzielonych przestrzeniami, do których dopływa płyn hydrauliczny o różnej wartości ciśnienia.

Suma natężeń przepływu nieszczelności wewnętrznych (przecieków) wszystkich elementów hydraulicznych par precyzyjnych biorących udział w realizacji określonej funkcji układu nazywana jest sumarycznym przeciekiem wewnętrznym sterownika elektrohydraulicznego.

W pewnych warunkach ruchu pojazdu wskutek dużych ubytków płynu przez nieszczelności par precyzyjnych może wystąpić zjawisko większego zapotrzebowania na strumień cieczy roboczej niż wydajność pompy hydraulicznej. W tej sytuacji mogą wystąpić okresowe zaburzenia w przebiegu procesów roboczych (spadek ciśnienia) układu hydraulicznego sterowania, a w konsekwencji do niewłaściwego funkcjonowania ASB.

Zjawisko przecieku wewnętrznego w szczelinie ma też i dobre strony. Minimalny przepływ płynu w obszarze tarcia zapewnia smarowanie elementów hydraulicznej pary precyzyjnej. Przepływ płynu hydraulicznego następuje z obszaru o większej wartości ciśnienia, do obszaru gdzie wartość ciśnienia jest niższa. Charakter przepływu jest laminarny, a natężenie przepływu zależy od wielkości geometrycznych szczeliny oraz właściwości płynu hydraulicznego. Wartość przecieku jest wprost proporcjonalna do spadku ciśnienia na szczelinie. Przy założeniu idealnej walcowatości suwaka hydraulicznego istniejące zależności na przecieki wewnętrzne zostały wyznaczone na podstawie badań empirycznych. Zależności te nie obejmują profilu chropowatości powierzchni skojarzenia, gdyż dla wszystkich hydraulicznych par precyzyjnych zakłada się jedną klasę tolerancji wykonania wynikającą z rodzaju zastosowanej obróbki ubytkowej – docierania. Istniejące modele teoretyczne umożliwiają wyznaczenie sumarycznego natężenia przepływu przez nieszczelności wewnętrzne hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej w różnych stanach pracy z uwzględnieniem zużycia par precyzyjnych oraz właściwości płynu hydraulicznego. Równanie przecieków wewnętrznych  $q_{ve}$  dla hydraulicznej pary precyzyjnej ze szczeliną pierścieniową koncentryczną (rys. 3) według: Blackburn J.F., Reethof G. i Shearer J.L. ma postać [23]:

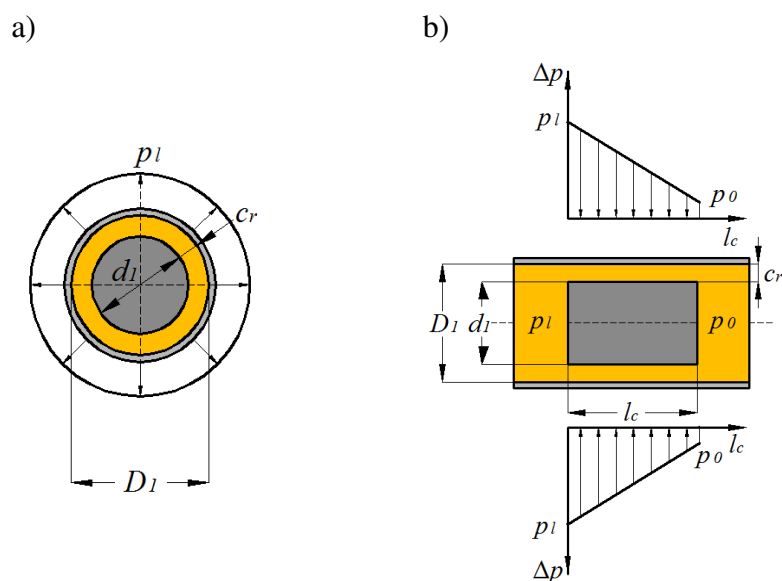
$$q_{ve} = 10^6 \cdot \frac{(p_l - p_0) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot c_r^3 \cdot \rho \left( \frac{p_l + p_0}{2} \right)}{12 \cdot \mu \cdot l_c \cdot \rho(0)} \text{ [mm}^3/\text{s]}, \quad (3)$$

Przy określaniu wartości przecieku wewnętrznego hydraulicznej pary precyzyjnej należy uwzględnić temperaturową zmianę lepkości kinematycznej oraz rozszerzalność termiczną płynu hydraulicznego – zmianę gęstości.

Gęstość płynu hydraulicznego w zakresie 100÷30000 kPa (0,1÷30 MPa), a takiego rzędu wartości ciśnienia panują w układach hydraulicznych ASB [12], nie zmienia się znacznie, a więc można pominąć zmianę jego gęstości wraz ze zmianą ciśnienia [23]. Przy takim założeniu równanie (3) natężenia przepływu przez nieszczelności wewnętrzne hydraulicznej pary precyzyjnej przyjmuje uproszczoną postać:

$$q_{ve} = 10^6 \cdot \frac{(p_l - p_0) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot c_r^3}{12 \cdot \nu \cdot \rho(0) \cdot l_c} \text{ [mm}^3/\text{s]}. \quad (4)$$

Wartość przecieków wewnętrznych  $q_{ve}$  maleje liniowo wraz ze wzrostem lepkości kinematycznej  $\nu$ , natomiast rośnie w trzeciej potęgze wraz ze zwiększaniem luzu promieniowego  $c_r$ .



Rys. 3. Schemat i rozkład ciśnienia w hydraulicznej parze precyzyjnej ze szczeliną pierścieniową koncentryczną: a) w kierunku poprzecznym szczeliny, b) w kierunku wzdłużnym szczeliny,  $D_1$  – średnica wewnętrzna części cylindrycznej,  $d_1$  – średnica suwaka,  $p_1$  – ciśnienie w szczelinie,  $p_0$  – ciśnienie w szczelinie [23, 25]

gdzie:  $p_1$  – ciśnienie po stronie zasilanej [kPa],  $p_0$  – ciśnienie po stronie przecieku [kPa],  $(p_1 - p_0)$  – spadek ciśnienia na szczelinie [kPa],  $d_1$  – średnica (wałka) elementu hydraulicznej pary precyzyjnej [mm],  $c_r$  – luz promieniowy hydraulicznej pary precyzyjnej [mm],  $\rho(0)$  – gęstość płynu hydraulicznego przy ciśnieniu atmosferycznym [ $\text{g}/\text{cm}^3$ ],  $\rho\left(\frac{p_1 + p_0}{2}\right)$  – gęstość płynu hydraulicznego [ $\text{g}/\text{cm}^3$ ],  $\mu$  – lepkość dynamiczna płynu hydraulicznego,  $\mu = \nu \cdot \rho$  [Pa·s],  $\nu$  – lepkość kinematyczna [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ],  $l_c$  – długość kontaktu części cylindrycznej suwaka pary precyzyjnej z powierzchnią cylindryczną tulei [mm].

W przypadku szczelin wąskich o zakresie luzu promieniowego  $4 \div 20 \mu\text{m}$  (włoskowatych) występuje zjawisko obliteracji. Grubość warstwy granicznej warunkującej obliterację szczeliny dla powszechnie używanych płynów hydraulicznych wynosi  $4 \div 5 \mu\text{m}$ . Warstwa ta w przypadku przepływu cieczy przez wąskie szczeliny, może stanowić istotną część

nominalnego przekroju poprzecznego. Intensywność procesu obliteracji zależy w dużym stopniu od czasu przebywania elementu hydraulicznego pod ciśnieniem płynu oraz wielkości spadku ciśnienia na szczelinie (zwiększa się wraz z jego wzrostem). Ruch roboczy elementu hydraulicznego powoduje zniszczenie obliteracji szczeliny. Całkowita obliteracja szczeliny występuje tylko w wąskich szczelinach poniżej 5  $\mu\text{m}$ . Przy szczelinach większych ( $c_r \geq 20 \mu\text{m}$ ), obserwuje się zmniejszenie przekroju czynnego szczeliny, czego skutkiem jest zmniejszenie wartości natężenia przepływu płynu hydraulicznego przez szczelinę. Proces obliteracji jest tym intensywniejszy, im większe jest stężenie zanieczyszczeń płynu hydraulicznego. Dla szczelin większych niż 20  $\mu\text{m}$  zjawisko obliteracji praktycznie nie występuje i można je pominąć w obliczeniach wartości natężenia przepływu płynu hydraulicznego przez szczelinę pary precyzyjnej [25].

#### 4. Model matematyczny

Obecnie jednym z narzędzi badawczych, coraz częściej stosowanych w analizie procesów roboczych układów hydraulicznych, jest modelowanie matematyczne [22, 24, 26]. Oceny wpływu zużycia par precyzyjnych układu hydraulicznego ASB na wartości natężenia przepływu płynu ATF przez nieszczelności wewnętrzne można ustalić na podstawie analizy rezultatów badań modelu przecieków wewnętrznych sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej.

Wartość przecieków wewnętrznych jest informacją pozwalającą określić, jaka część chwilowej wydajności pompy hydraulicznej tracona jest na przepływ przez nieszczelności wewnętrzne sterownika elektrohydraulicznego.

Na rys. 4 przedstawiono przykładowo model strukturalny przecieków wewnętrznych sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej przy realizacji drugiego przełożenia. Tworzenie modeli strukturalnych dla realizowanych przełożeń polega na wyodrębnieniu z modelu sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej tych elementów, które w danej chwili mają kontakt z płynem hydraulicznym pod ciśnieniem. Te struktury można opisać matematycznie w zakresie przecieków wewnętrznych dla konkretnych skojarzeń par precyzyjnych danego elementu hydraulicznego.

Przyjęto następujące założenia podczas modelowania przecieków wewnętrznych sterownika elektrohydraulicznego:

- model uwzględnia stany stacjonarne położenia suwaków zaworów rozdzielczych,
- zależności na przebiegi ciśnienia ( $p_s$ ,  $p_m$ ) w innych sekcjach poza ciśnieniem głównym  $p_g$  zostały wyznaczone w sposób analityczny (brak możliwości pomiaru na obiekcie),
- zależność na ciśnienie w kanałach odpływowych sterownika została określona teoretycznie, tak jak przyjmuje się konstrukcyjnie – maksymalnie 10% wartości ciśnienia głównego  $p_g$ ,
- dla wszystkich precyzyjnych par hydraulicznych przyjęto szczelinę pierścieniową koncentryczną,
- zjawisko obliteracji szczeliny zostało pominięte w obliczeniach ze względu na duże ( $c_r > 20 \mu\text{m}$ ) wartości luzów hydraulicznych par precyzyjnych uzyskane podczas pomiarów na elementach rzeczywistych oraz nieznaczne ( $\leq 1000 \text{ kPa}$ ) wartości spadku ciśnienia na szczelinie hydraulicznej,
- uwzględniono wpływ rozszerzalności cieplnej materiałów na luz promieniowy w hydraulicznej parze precyzyjnej (luz efektywny  $c_e$ ),

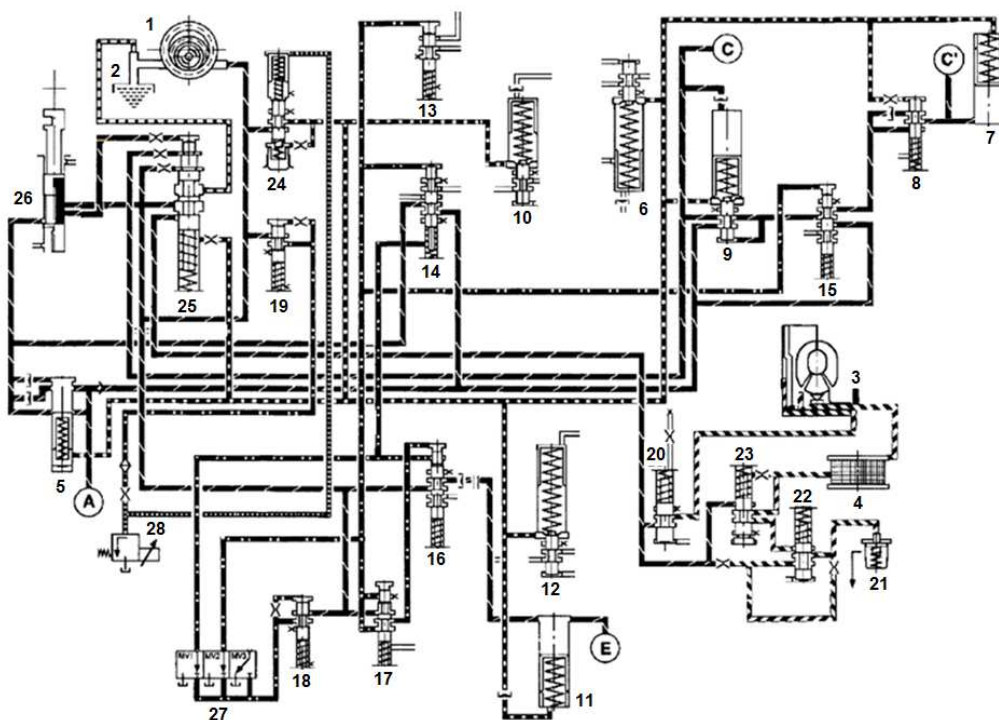
- założono, że temperatura elementów hydraulicznych ma taką samą wartość jak płyn ATF.

Ponadto modele strukturalne uwzględniają sposób zasilania płynem hydraulicznym oraz położenia suwaków rozdzielczych w korpusie sterownika elektrohydraulicznego. Na tej podstawie można opisać zależnością matematyczną sumaryczną nie szczelność wewnętrzną hydraulicznej pary precyzyjnej.

Podczas realizacji drugiego przełożenia, sumaryczny przeciek układu hydraulicznego przyjmuje postać:

$$\Sigma q_{D/2} = \Sigma q_{p_{g_2}} + \Sigma q_{p_{s_2}} + \Sigma q_{p_{m_2}} + \Sigma q_{p_{k_2}} \text{ [mm}^3/\text{s]}, \quad (5)$$

gdzie:  $\Sigma q_{p_{g_2}}$ ,  $\Sigma q_{p_{s_2}}$ ,  $\Sigma q_{p_{m_2}}$ ,  $\Sigma q_{p_{k_2}}$  – sumaryczny przeciek sekcji zasilanej kolejno ciśnieniem: głównym, sterującym, modulowanym i konwertora.



Rys. 4. Model strukturalny przecieków wewnętrznych sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej przy realizacji drugiego przełożenia. (Oznaczenia elementów układu hydraulicznego sterowania zgodne z rys. 1) [13]

Przy realizacji drugiego przełożenia równanie przecieku sumarycznego dla sekcji zasilanej ciśnieniem  $p_g$  dla tłumików hydraulicznych ( $i = 5, 7, 11$ ) oraz suwakowych zaworów rozdzielczych ( $i = 8, 9, 14, 15, 16, 17, 20, 23, 25, 26$ ) ma postać rys 4:



$$\begin{aligned} \Sigma q_{p_{g2}} = & \Sigma q_{p_{g25}} + \Sigma q_{p_{g27}} + \Sigma q_{p_{g211}} + \Sigma q_{p_{g28}} + \Sigma q_{p_{g29}} + \Sigma q_{p_{g214}} + \Sigma q_{p_{g215}} + \Sigma q_{p_{g216}} + \\ & + \Sigma q_{p_{g217}} + \Sigma q_{p_{g220}} + \Sigma q_{p_{g223}} + \Sigma q_{p_{g225}} + \Sigma q_{p_{g226}} \text{ [mm}^3/\text{s]}. \end{aligned} \quad (6)$$

Przykładowo, równanie przecieku sumarycznego sekcji zasilanej ciśnieniem głównym dla tłumika hydraulicznego „5” przy realizacji drugiego przełożenia ma postać:

$$\Sigma q_{p_{g25}} = q_{p_{g25-1}} = 10^6 \cdot \frac{(p_g - p_m) \cdot \pi \cdot d_{1-5}^3 \cdot c_{re1-5}^3}{12 \cdot v \cdot \rho(0) \cdot l_{c1-5}} \text{ [mm}^3/\text{s]}. \quad (7)$$

Natomiast równanie przecieku sumarycznego sekcji zasilanej ciśnieniem głównym dla zaworu rozdzielczego „8” przy realizacji drugiego przełożenia ma postać:

$$\begin{aligned} \Sigma q_{p_{g28}} = & q_{p_{g28-1}} + q_{p_{g28-2}} = \left( 10^6 \cdot \frac{(p_g - p_m) \cdot \pi \cdot d_{1-8} \cdot c_{re1-8}^3}{12 \cdot v \cdot \rho(0) \cdot l_{c1-8}} \right) + \\ & + \left( 10^6 \cdot \frac{(p_g - 0,1 \cdot p_g) \cdot \pi \cdot d_{2-8} \cdot c_{re2-8}^3}{12 \cdot v \cdot \rho(0) \cdot l_{c2-8}} \right) \text{ [mm}^3/\text{s]}. \end{aligned} \quad (8)$$

W powyższy sposób można zapisać równania przecieków sumarycznych dla sekcji zasilanych ciśnieniem głównym  $p_g$ , dla tłumików hydraulicznych ( $i = 7, 11$ ) oraz suwakowych zaworów rozdzielczych ( $i = 9, 14, 15, 16, 17, 20, 23, 25, 26$ ) przy realizacji drugiego przełożenia.

Powyższy tok postępowania zastosowano do wyznaczenia równań przecieku sumarycznego  $\Sigma q_{p_{s2}}$ ,  $\Sigma q_{p_{m2}}$ ,  $\Sigma q_{p_{k2}}$  sekcji zasilanej odpowiednio: ciśnieniem sterującym, modulowanym i konwertora.

## 5. Określenie wymiarów hydraulicznych par precyzyjnych

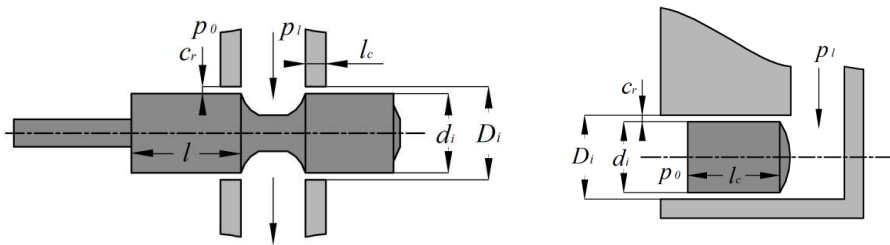
Modelowanie wartości sumarycznego natężenia przepływu płynu ATF przez nieszczelności wewnętrzne sterownika elektrohydraulicznego wymagało określenia istotnych, z punktu widzenia przecieków wewnętrznych, cech geometrycznych hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego. W tym celu dokonano dekompozycji sterownika elektrohydraulicznego i wykonano szereg pomiarów:

- średnicy zewnętrznej suwaków rozdzielczych i tłoczków tłumików hydraulicznych  $d_i$  [mm],
- średnicy wewnętrznej otworów cylindrycznych (tulei) suwaków rozdzielczych i tłumików hydraulicznych  $D_i$  [mm],
- długości kontaktowej części cylindrycznych suwaków zaworów rozdzielczych i tłumików hydraulicznych z powierzchnią współpracujących otworów cylindrycznych:  $l_c$  [mm].

Schematy typowych hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej przedstawiono na rys. 6.

a)

b)

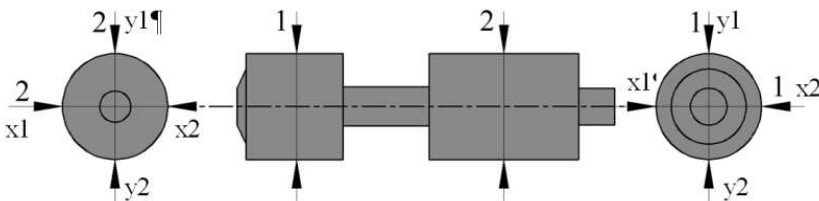


Rys. 6. Schematy hydrauliczne par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego: a) suwakowego zaworu rozdzielczego, b) tłumika hydraulicznego:  $p_0$ ,  $p_1$  – ciśnienia,  $l$  – długość części cylindrycznej suwaka

Pomiary średnic suwaków rozdzielczych i tłoczków tłumików hydraulicznych oraz średnic wewnętrznej tulei wykonano za pomocą mikroskopu warsztatowego УИМ-21 z dokładnością do 0,001 mm. Na ich podstawie obliczono luz promieniowy  $c_r$  hydraulicznych par precyzyjnych korzystając z zależności:

$$c_{r(i)} = \frac{(D_i - d_i)}{2} \text{ [mm]}, \quad (9)$$

Pomiarów średnic dokonano w dwóch płaszczyznach (1-1, 2-2) i dwóch prostopadłych względem siebie kierunkach ( $x_1$ - $x_2$ ,  $y_1$ - $y_2$ ) - rys. 7.



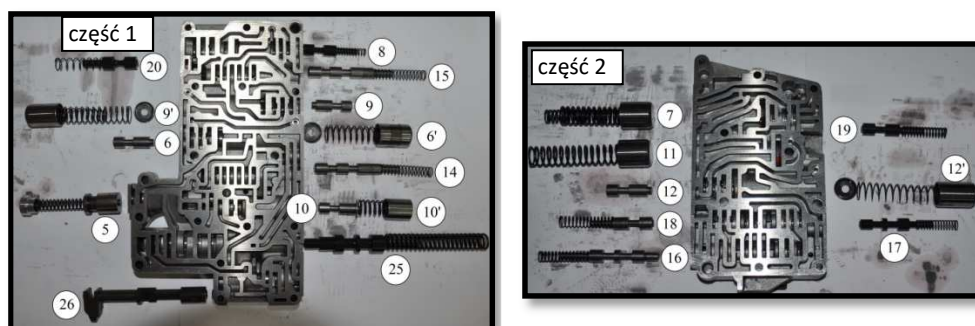
Rys. 7. Schemat miejsc pomiaru średnic dla suwaka rozdzielczego nr 6 (oznaczenie według rys. 1 i rys. 4)

Każdy z pomiarów powtórzono dwukrotnie. Długość kontaktową  $l_c$  otworów cylindrycznych z powierzchnią roboczą suwaków rozdzielczych oraz długość kontaktową elementów par precyzyjnych tłoczków tłumików hydraulicznych z powierzchnią tulei określono za pomocą suwmiarki wyposażonej w czujnik zegarowy o działce elementarnej noniusza zegarowego równej 0,02 mm przy temperaturze powietrza otoczenia  $t_H = 20 \pm 0,5^\circ\text{C}$ .

Przykładowe wyniki pomiarów wybranych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego (rys. 8) podano w tabeli 1.

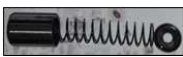
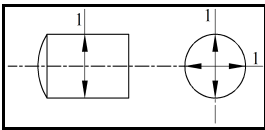

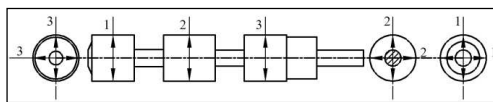
a)

b)



Rys. 8. Bloki sterownika elektrohydraulicznego: a) część 1, b) część 2

Tabela 1. Wyniki pomiarów średnic, długości kontaktu oraz wyniki obliczeń luzów promieniowych

Nr elementu	Nazwa	Wyniki pomiarów i obliczeń					
		miejsce pomiaru	$d$ [mm]	$D$ [mm]	$c_r$ [mm]	$l$ [mm]	$l_c$ [mm]
12'	Tłumik hydrauliczny sprzęgła o oznaczeniu „F”	1	19,945	19,993	0,024	27,0	27,0
	Widok elementu	Schemat miejsc pomiaru tłumika					
	 Materiał: stal						
14	Suwakowy zawór rozdzielczy zmiany przełożenia 1↔2	miejsce pomiaru	$d$ [mm]	$D$ [mm]	$c_r$ [mm]	$l$ [mm]	$l_c$ [mm]
		1	9,949	9,988	0,0195	10,3	2,5
		2	9,947		0,0205	10,3	2,5
	3	9,947	0,0205		10,2	2,5	
	Widok elementu	Schemat miejsc pomiaru zaworu					
 Materiał: stal							

## 6. Analiza wyników badań modelu szczelności wewnętrznej sterownika

Obliczenia przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych sterownika przeprowadzono dla kilku wartości temperatury płynu ATF i różnych stopni zużycia elementów sterownika. Wraz ze zmianą temperatury  $T_e$  płynu hydraulicznego,

zmianie ulegają wartości następujących wielkości wejściowych będących danymi do obliczeń natężenia przepływu  $\sum q_i$  płynu ATF przez nieszczelności wewnętrzne: lepkość kinematyczna  $\nu$  i gęstość płynu hydraulicznego  $\rho$  oraz promieniowy luz efektywny  $c_{re}$ . W tabeli 2 przedstawiono warianty modelowania przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego.

W pierwszym wariantcie (**W1**) przyjęto:

- wartość temperatury eksploatacyjnej płynu hydraulicznego  $80^\circ\text{C}$ ,
- promieniowy luz efektywny  $c_{re}$  w hydraulicznych parach precyzyjnych ma takie wartości, jakie zostały określone podczas pomiarów na rzeczywistym obiekcie (z uwzględnieniem wpływu temperatury płynu ATF),
- lepkość kinematyczną świeżego płynu ATF.

W drugim wariantcie (**W2**) zmieniono wartość lepkości kinematycznej  $\nu$  do wartości, jaką uzyskano w pomiarach dla próbki oleju po przebiegu eksploatacyjnym  $S = 106315 \text{ km}$  [8].

Trzeci wariant (**W3**) w stosunku do pierwszego (**W1**) ma zwiększone luzy promieniowe wszystkich hydraulicznych par precyzyjnych sterownika o umowny stopień zużycia  $z_a = 10\%$ .

W wariantach od czwartego (**W4**) do (**W8**) zwiększono luzy promieniowe wszystkich hydraulicznych par precyzyjnych sterownika o umowny stopień zużycia  $z_a = 50\%$ .

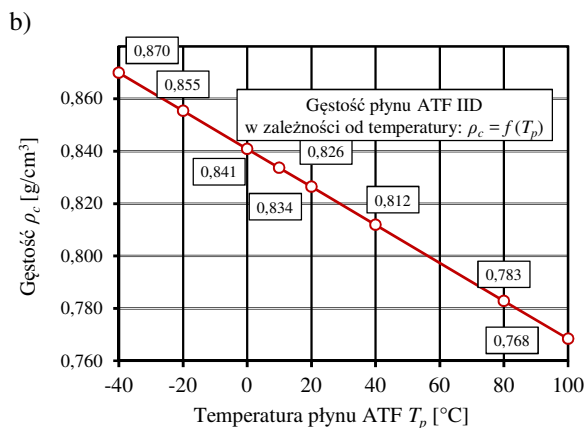
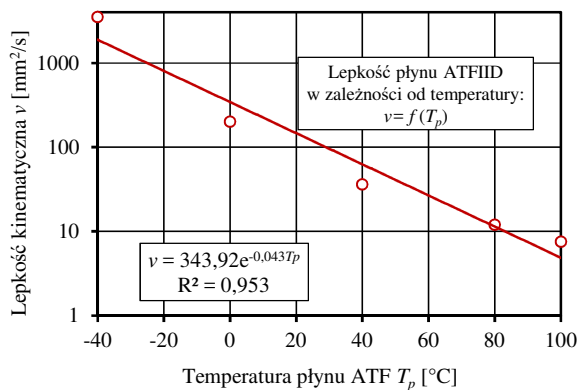
Umowny stopień zużycia  $z_a$  określa procentowe zwiększenie promieniowego luzu hydraulicznej pary precyzyjnej względem luzu określonego na podstawie pomiarów i obliczeń średnic suwaków (tłoczków)  $d_i$  oraz tulei  $D_i$  w korpusie sterownika hydraulicznego. Luz promieniowy pary precyzyjnej sterownika zwiększony o umowny stopień zużycia  $z_a$  określa zależność:

$$c_{r(i) z_a\%} = \frac{(D_i - d_i)}{2} + \frac{z_a}{100} \cdot c_{r(i)} \text{ [mm]} \quad (10)$$

W badaniach modelowych zwiększono luzy promieniowe wszystkich hydraulicznych par precyzyjnych sterownika hydraulicznego o umowny stopień zużycia  $z_a$  względem luzów określonych na podstawie pomiarów rzeczywistych par precyzyjnych.

Do modelowania właściwości płynu ATF w zakresie  $T_e = -40 \div 100^\circ\text{C}$ , który według instrukcji dla badanej przekładni powinien być o specyfikacji DEXRON ATF IID [13, 18, 21], wykorzystano dane z karty charakterystyki wyrobu HIPOL ATF IID [20]. Określając w przybliżeniu zmiany lepkości kinematycznej  $\nu$  i gęstości  $\rho$  płynu ATF IID wraz z temperaturą (rys. 9), wykorzystano wykresy i zależności z [16, 19].

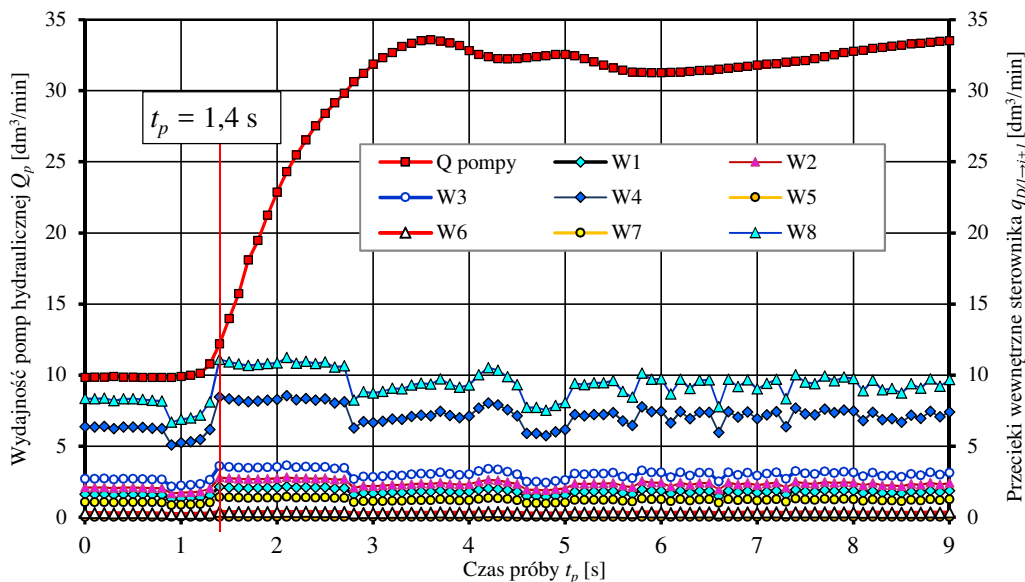
a)



Rys. 9. Właściwości płynu ATF IID w zależności od temperatury: a) lepkość kinematyczna  $\nu$ , b) gęstość  $\rho$  [19]

Wyniki badań modelu w postaci obliczeń sumarycznych przecieków wewnętrznych przez nieszczelności wewnętrzne skojarzeń hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego przekładni automatycznej ZF4HP-24 w warunkach próby minimalnego rozpędzania (jazda na przełożeniu „1”, rozpędzanie, proces zmiany „1→2”, jazda na przełożeniu „2”) trwającej  $t_p = 9$  s przedstawiono na rys. 10 i 11 oraz w tabeli 2.

Proces zmiany biegu „1→2” rozpoczyna się w chwili  $t_p = 3,5$  s, a kończy się po czasie około  $t_p = 4,8$  s, co na wykresie uwidocznione jest gwałtownym (do  $33 \text{ dm}^3/\text{min}$ ) wzrostem wydajności  $Q_p$  pompy hydraulicznej zależnej bezpośrednio od wzrostu prędkości obrotowej silnika podczas przyspieszania na przełożeniu „1”. Po załączeniu przełożenia „2” ( $t_p = 4,8$  s) wydajność stabilizuje się na stałym poziomie około  $33 \text{ dm}^3/\text{min}$ , ponieważ rozpędzanie realizowane jest na przełożeniu drugim „2”. Zębata pompa hydrauliczna w ASB jest napędzana bezpośrednio od wału korbowego silnika, a więc charakterystyka zmian jej wydajności zależy bezpośrednio od zmian prędkości obrotowej silnika.



Rys. 10. Charakterystyka natężenia przepływu przez nieszczelności wewnętrzne  $q_{D/1 \rightarrow i+1}$  sterownika elektrohydraulicznego dla warunków próby minimalnego rozpędzania na przełożeniu „1” i „2” - warianty obliczeń: W1÷W8

Tabela 2. Wyniki badań modelu natężeń przecieków wewnętrznych sterownika hydraulicznego dla warunków: jazda na przełożeniu „1”, rozpędzanie, proces zmiany przełożenia „1→2”, jazda na przełożeniu „2”

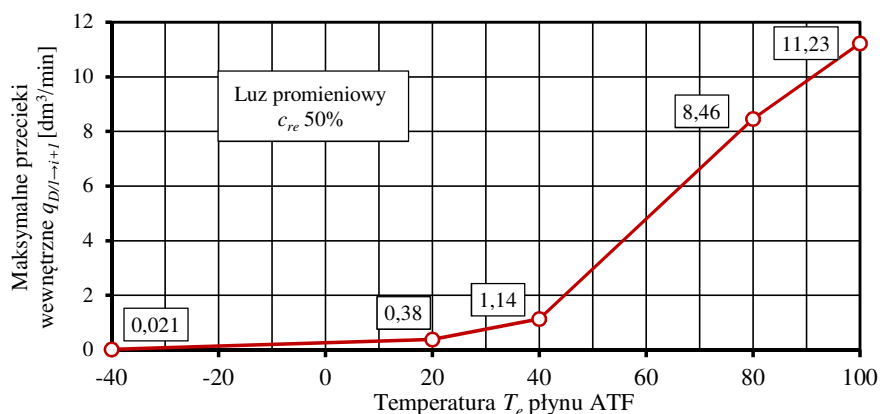
Nr wariantu	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8
Temperatura płynu ATF: $T_e$ [°C]	80	80	80	80	-40	20	40	100
Lepkość kinematyczna $\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	11,1	11,1	11,1	11,1	1922,7	145,5	61,5	4,65
Gęstość: $\rho_c$ [g/cm <sup>3</sup> ]	0,783	0,783	0,783	0,783	0,870	0,826	0,812	0,768
Umowny stopień zużycia $z_a$ [%]	0	0	10	50	50	50	50	50
Wartość przecieków wewnętrznych $q_{D/1 \rightarrow i+1}$ [dm <sup>3</sup> /min]	<b>0,9÷2,1</b> <b>6</b>	<b>1,67÷2,81</b> <b>81</b>	<b>2,16÷3,64</b> <b>64</b>	<b>5,09÷8,46</b> <b>46</b>	<b>max. 0,021</b>	<b>max. 0,38</b>	<b>max. 1,41</b>	<b>6,67÷11,23</b> <b>23</b>
Wydajność pompy hydraulicznej [%]	<b>17,7</b>	<b>23,1</b>	<b>29,9</b>	<b>69,5</b>	<b>0,172</b>	<b>3,12</b>	<b>11,6</b>	<b>92,2</b>

Charakterystyka wydajności pompy została wyznaczona na potrzeby badań modelowych, na podstawie rzeczywistych wymiarów geometrycznych pompy (obliczono wydajność jednostkową) oraz zmierzonych wartości prędkości obrotowych silnika podczas

badan eksperymentalnych drogowych. Charakter zmian przecieków zależy od przebiegu ciśnienia głównego  $p_g$  w układzie hydraulicznym. Wartości eksploatacyjne ciśnienia głównego  $p_g$  w układzie hydraulicznym badanej ASB, w zależności od jejysterowania, zawierają się w zakresie 400÷900 kPa (0,4÷0,9 MPa). Przebieg ten został uzyskany podczas badan eksperymentalnych drogowych i zaimplementowany w postaci danych wejściowych do badan modelowych.

Niezależnie od zamodelowanego wariantu pracy sterownika elektrohydraulicznego wartości przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych zmieniają się skokowo w całym okresie badawczym  $t_p = 9$  s, ale utrzymują się na określonym średnim poziomie. Dla wariantu W6 wartość średnia przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych wynosi  $g_D = 0,32$  dm<sup>3</sup>/min, dla wariantu W3  $g_D = 3,2$  dm<sup>3</sup>/min, a dla wariantu W8 -  $g_D = 9,3$  dm<sup>3</sup>/min.

Z rys. 10 wynika, że nermalgiczny okres pracy sterownika elektrohydraulicznego trwa do chwili osiągnięcia czasu próby  $t_p = 1,4$  s. Wzrastająca (od  $t_p = 1$  s) wraz z prędkością obrotową silnika wydajność pompy osiąga wartość  $Q_p = 12,18$  dm<sup>3</sup>/min., a więc nieznacznie większą niż występujące w tym czasie wartości przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych. Dla wariantu W8 jest wartość  $g_D = 11,2$  dm<sup>3</sup>/min., a dla wariantu W4 -  $g_D = 8,46$  dm<sup>3</sup>/min.



Rys. 11. Maksymalne wartości natężenia przepływu  $q_{D/1 \to i+1}$  przez nieszczelności wewnętrzne sterownika elektrohydraulicznego w zależności od temperatury  $T_e$  płynu hydraulicznego dla warunków: jazda na przełożeniu „1”, rozpędzanie, proces zmiany przełożenia „1→2”, jazda na przełożeniu „2”, przy założeniu zużycia skojarzenia hydraulicznej pary precyzyjnej (50% zwiększenie luzu promieniowego  $c_{re}$ )

Wartości przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych wzrastają wraz ze wzrostem temperatury płynu (spadkiem lepkości) oraz wzrostem zużycia par precyzyjnych – wzrostem luzu promieniowego.

Wraz ze wzrostem temperatury płynu hydraulicznego w zakresie -40÷100°C (spadkiem lepkości) oraz temperatury elementów hydraulicznych par precyzyjnych następuje, przy tym samym stopniu zużycia elementów ( $z_a = 50\%$ ), wzrost przecieków wewnętrznych przez skojarzenia, z tym, że zdecydowany wzrost następuje dopiero po przekroczeniu temperatury płynu  $t_p = 40^\circ\text{C}$  (rys. 11). Po osiągnięciu temperatury płynu  $t_p = 100^\circ\text{C}$  natężenie przecieków

wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych wzrasta dziesięciokrotnie i zawiera się w zakresie  $q_{D/I} = 6,67 \div 11,23 \text{ dm}^3/\text{min}$ , co stanowi ponad 92% wydajności  $Q_p$  pompy hydraulicznej dla czasu próby  $t_p = 1,4 \text{ s}$ .

Dla tej samej wartości temperatury płynu hydraulicznego ( $T_e = 80^\circ\text{C}$ ) o wartości przecieków wewnętrznych decyduje zużycie elementów hydraulicznych par precyzyjnych. Wraz ze wzrostem stopnia zużycia  $z_a$  skojarzeń następuje wzrost przecieków wewnętrznych przez nieszczelności i dla  $z_a = 50\%$  ich wartość wzrasta czterokrotnie i wynosi  $q_{D/I} = 5,09 \div 8,56 \text{ dm}^3/\text{min}$ , co stanowi ponad 70% wydajności  $Q_p$  pompy hydraulicznej.

## 7. Podsumowanie

Celem badań modelu było określenie wpływu zużycia ściernego powierzchni elementów sterownika elektrohydraulicznego oraz temperatury  $T_e$  płynu hydraulicznego (lepkości) na sumaryczne natężenie przepływu  $q_{D/I \rightarrow i+1}$  przez nieszczelności wewnętrzne (przeciaki) hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego.

Przez szczeliny (luz) skojarzeń hydraulicznych par precyzyjnych, w związku z dużą różnicą ciśnienia płynu hydraulicznego po obu stronach szczeliny hydraulicznej, powstaje niekorzystne z punktu widzenia strat strumienia zjawisko przepływu płynu nazywane natężeniem przepływu nieszczelności wewnętrzne lub „przeciekami wewnętrznymi”. Suma natężeń przepływu nieszczelności wewnętrznych (przecieków) wszystkich elementów hydraulicznych par precyzyjnych biorących udział w realizacji określonej funkcji układu (sumaryczny przeciek wewnętrzny sterownika elektrohydraulicznego) może spowodować obniżenie ciśnienia głównego  $p_g$  poniżej wartości niezbędnej do poprawnego funkcjonowania układu hydraulicznego sterowania ASB.

Wartość sumarycznego przecieku wewnętrznego sterownika elektrohydraulicznego zależy głównie od lepkości płynu (temperatury i zużycia) oraz zużycia elementów. Wraz ze wzrostem temperatury płynu, spadkiem jego lepkości oraz wzrostem zużycia par precyzyjnych wartości przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych wzrastają.

Wzrost temperatury  $T_e$  płynu hydraulicznego ATF (spadek lepkości) i temperatury elementów hydraulicznych par precyzyjnych przy ich stałym stopniu zużycia powoduje wzrost (przecieków) natężenia przepływu przez nieszczelności wewnętrzne, z tym, że zdecydowany wzrost następuje dopiero po przekroczeniu temperatury płynu  $t_p = 40^\circ\text{C}$ . Po osiągnięciu temperatury płynu  $t_p = 100^\circ\text{C}$  natężenie przecieków wewnętrznych przez skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych wzrasta kilkakrotnie i może być przyczyną obniżenia ciśnienia głównego  $p_g$  poniżej wartości niezbędnej do poprawnego funkcjonowania sterownika elektrohydraulicznego oraz ASB.

Największe wartości przecieków wewnętrznych hydraulicznych par precyzyjnych sterownika elektrohydraulicznego występują w przypadku ich dużego zużycia eksploatacyjnego ( $z_a = 50\%$ ) i podczas pracy w wysokiej temperaturze. Przeciaki wewnętrzne stanowią wtedy znaczną część (nawet 92%) chwilowej wydajności  $Q_p$  pompy hydraulicznej, co powoduje obniżenie ciśnienia głównego  $p_g$  poniżej wartości niezbędnej do poprawnego funkcjonowania układu hydraulicznego sterowania ASB.

Przeciaki przez pary precyzyjne sterownika wynikające ze zużycia eksploatacyjnego i zmniejszonej lepkości płynu ATF, w połączeniu z nieszczelnościami wewnętrznymi innych elementów układu oraz obniżoną sprawnością wolumetryczną pompy  $\eta_{vp}$ , mogą powodować



obniżenie ciśnienia głównego  $p_g$  poniżej wartości niezbędnej i gwarantującej sprawne funkcjonowanie układu hydraulicznego sterowania ASB.

Badania modelowe zostały przeprowadzone dla warunków pracy ASB odwzorowujących jazdę eksploatacyjną wyłącznie na pierwszym i drugim przełożeniu. Celowe jest przeprowadzanie badań modelowych dla wszystkich realizowanych przez ASB przełożeń dla różnych warunków jazdy eksploatacyjnej – w tym pełzania oraz maksymalnego przyspieszania w całym zakresie przełożeń.

### Literatura

- [1] Advanced Test and Automation: Automatic Transmission Hydraulic Pump Performance and Durability Test Stand. Canada. 2011.
- [2] Allison Transmission: Fluid and Filter Change Recommendations. USA. 2011.
- [3] Baczewski K, Hebda M. Filtracja płynów eksploatacyjnych (Filtration of operating fluids). Radom: MCNEMT. 1991/92.
- [4] Baczewski K, Szczawiński P. Investigation of the process of ageing of hydraulic oil during its use. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2016; 73(3): 5-18.
- [5] Bashta T. M. Hidroprivod i gidropnevmoavtomatika. Mashinostroyeniye. Moskva, USSR. 1972.
- [6] Dziubak T, Szczepaniak P. Problemy eksploatacji automatycznych skrzyń biegów (ASB) samochodów osobowych (Operational problems of automatic transmissions (AT)). Logistyka. 2015; 3: CD 1227-1236.
- [7] Dziubak T, Szczepaniak P. Filtration ATF in automatic transmissions (AT) of cars. Bulletin of the Military University of Technology. 2014; (LXIII) 2: 163-177.
- [8] Dziubak T, Szczepaniak P. Field testing of an automatic transmission (AT) of an off-road vehicle. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2014; 64(2): 3-18.
- [9] Dziubak T, Szczepaniak P. Pressure drop-flow characteristic investigations of ATF filter in automatic transmissions (AT) of cars (ASB). Bulletin of the Military University of Technology. 2014; (LXIII) 4: 259-271.
- [10] Dziubak T, Szczawiński P, Szczepaniak P. Effect of ATF operational run on shift quality and life of automatic transmission (AT) of cars. Bulletin of the Military University of Technology. 2013; (LXII) 2: 219-232.
- [11] Dziubak T. Filtracja powietrza wlotowego do silników spalinowych pojazdów mechanicznych (Intake air filtration in internal combustion engines of motor vehicles). Military University of Technology. Warszawa. 2012.
- [12] Gyu-Hong J, Baek-Hyun Ch, Kyo-II. L. Dynamic Analysis and Closed-loop Shifting Control of EF-Automatic Transmission with Proportional Control Solenoid Valves. FISITA World Automotive Congress. Seoul, Korea. 12-15 June 2000.
- [13] Jaguar Cars Limited. ZF 4HP22/24 Automatic Transmission Service Manual. UK. 1994.
- [14] Jasiński R. Ocena zdolności hydraulicznych zespołów sterujących uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia (Evaluation of ability of hydraulic control components to start up in low ambient temperatures). Diagnostyka. 2008; 46.
- [15] Jasiński R. Działanie podzespołów sterujących układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia w warunkach zasilania gorącym czynnikiem roboczym

- (Performance of hydraulic control systems fed with hot working fluid in low ambient temperatures). *Diagnostyka*. 2004; 30.
- [16] Jędrzykiewicz Z, Strojek J, Rosikowski P. Napęd i sterowanie hydrostatyczne (Hydrostatic drive and control systems). WIMiR AGH. Kraków. 2017.
- [17] Kotnis G. Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach (Construction and operation of hydraulic systems in machines). KaBe. Krosno. 2011.
- [18] Land Rover. Range Rover Automatic Transmission System Information Document. 1997.
- [19] Lipski J. Napędy i sterowanie hydrauliczne (Hydraulic drive and control systems). WKŁ. Warszawa. 1977.
- [20] Orlen oil. Hipol ATF IID, Product Data Sheet. Version 3. 2008.
- [21] Rover Technical Communication. Workshop Manual: Range Rover LRL0326ENG. 1999.
- [22] Stawiński Ł. Experimental and modeling studies of hydrostatic systems with the counterbalance valves which are used in hydraulic lifting systems with passive and active load. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2016; 18 (3): 406-412.
- [23] Tomczyk J. Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych (Dynamic models of hydrostatic drive systems and their components). WNT. Warszawa. 1999.
- [24] Ułanowicz L. Modelling of a process, which causes adhesive seizing (tacking) in precise pairs of hydraulic control devices. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2016; 18 (4): 492–500.
- [25] Ułanowicz L. Badanie procesów destrukcyjnych w lotniczych napędach hydraulicznych w aspekcie ich trwałości (Research on destructive processes in aircraft hydraulic drive systems from the point of view of system durability). ITWL. 2013.
- [26] Zboiński M. Modelowanie i identyfikacja wpływu kontaminacji cieczy roboczej na trwałość instalacji hydraulicznych statków powietrznych (Modelling and evaluation of effects of working liquid's contamination upon aircraft hydraulic units' life). *Diagnostyka*. 2007; 41.