

Franciszek **SLANINA**
Jacek **SPAŁEK**

ANALIZA WPLYWU RODZAJU CIECZY ROBOCZEJ PRACUJĄCEJ W UKŁADZIE HYDRAULICZNYM NA TEMPERATURĘ I STRATY MOCY

Streszczenie: W artykule przedstawiono zagadnienie strat ciśnienia i mocy w układach hydraulicznych. W czasie przemiany energii i jej przenoszenia powstające straty zamieniają się na energię ciepłą. Stan cieplny układu hydraulicznego odgrywa ważną rolę w aspekcie poprawy pracy, sprawności i trwałości maszyn i urządzeń. Rodzaj stosowanej cieczy roboczej ma duży wpływ na niezawodną i bezpieczną pracę układu hydraulicznego. Wykazano, że ciecze robocze trudnopalne typu HFC zawierające wodę, powodują znaczące obniżenie temperatury układu hydraulicznego w stanie ustalonym w porównaniu z tradycyjnie stosowanymi olejami hydraulicznymi.

1. WSTĘP

Napędy i układy sterowania hydraulicznego są powszechnie stosowane w technice. Znaczna część maszyn i urządzeń sterowana jest hydraulicznie. Zastosowanie układów hydraulicznych do sterowania i regulacji umożliwiło szeroką automatyzację w wielu dziedzinach przemysłowych.

Napędy z układem hydraulicznym, w porównaniu z napędami mechanicznymi, elektrycznymi i pneumatycznymi wykazują wiele zalet, wśród nich należy wymienić [1], [6]:

- przenoszenie dużych obciążeń,
- bezstopniową zmianę prędkości, sił i momentów,
- korzystne własności dynamiczne,
- zapewnienie równomierności ruchu,
- dużą trwałość tribologiczną elementów układu.

Natomiast główne wady układów hydraulicznych to:

- straty przepływu cieczy roboczej,
- przecieki czyli straty wolumetryczne,
- istotna zależność lepkości cieczy roboczej od temperatury i ciśnienia.

2. STRATY W UKŁADACH HYDRAULICZNYCH

Podczas przemian energii i jej przenoszenia w układach hydraulicznych powstają straty, z których należy wyróżnić:

- straty przepływu (związane ze zmianami kierunku przepływu i przekroju),
- straty wynikające z przecieków,
- straty spowodowane ściśliwością cieczy roboczej,
- straty hydrauliczno – mechaniczne.

Straty ciśnienia w układzie hydraulicznym powodowane tarciami wewnętrznymi cieczy oblicza się według znanych z hydrodynamiki zależności. Na przykład całkowite straty ciśnienia (Δp_c) przy przepływie turbulentnym przez przewód rurowy składają się ze strat na długości rur oraz strat lokalnych (miejscowych). Określa je wzór:

$$\Delta p_c = \left(\sum \lambda \cdot \frac{l}{d_w} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

gdzie:

- λ - współczynnik strat przepływu w rurach,
- l - długość rury,
- d_w - średnica wewnętrzna rury,
- ξ - współczynnik strat miejscowych w kształtkach i zaworach itp,
- ρ - gęstość cieczy hydraulicznej,
- v - prędkość przepływu.

Producenci armatury hydraulicznej i zaworów wyrobów podają w katalogach współczynniki strat λ oraz ξ w zależności od liczby Reynoldsa (Re).

Straty przecieków dotyczą przede wszystkim pomp, silników, cylindrów, zaworów, rozdzielaczy itp., gdzie część cieczy roboczej płynie przez szczeliny występujące między ruchomymi częściami ze strefy ciśnieniowej w stronę powrotną. Straty przecieków zależą też od rodzaju przepływu cieczy hydraulicznej.

Powstające w układzie hydraulicznym straty energii mechanicznej i hydraulicznej ulegają przemianie na ciepło. Poza wyżej wymienionymi czynnikami, sprawność układów hydraulicznych zależy między innymi od ich temperatury roboczej. Wysoka temperatura cieczy roboczej powoduje zwiększenie strat przecieków. Natomiast zbyt niska temperatura utrudnia rozruch oraz zassanie cieczy hydraulicznej i zwiększa opory przepływu.

3. BILANS CIEPLNY UKŁADU HYDRAULICZNEGO

W bilansie cieplnym układu hydraulicznego obowiązuje prawo zachowania energii $\Sigma E_Q = const$. W układzie hydraulicznym wydziela się energia cieplna wynikająca z [1]:

- strat mocy pomp i silników hydraulicznych,
- strat mocy wskutek przecieków,
- strat mocy na zaworach i serwozaworach,
- strat mocy w wyniku oporów przepływu,
- podwyższonej temperatury otoczenia.

Odprowadzenie (rozproszenie) energii cieplnej z układu hydraulicznego następuje poprzez:

- elementy układu (pompy, silniki fazowe, zawory, zbiorniki, przewody rurowe),
- zastosowane wymienniki ciepła.

Energia cieplna układu hydraulicznego

Podczas przemiany energii oraz przenoszenia energii hydraulicznej powstające straty mocy generują ciepło. Ciecz hydrauliczna przejmuje je i rozprasza w układzie. Całkowita strata mocy P_c w układzie hydraulicznym jest sumą składników cząstkowych:

$$P_c = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad (2)$$

gdzie:

- P_1 – straty mocy w pompach, silnikach itd.,
- P_2 - straty mocy wskutek przecieków,
- P_3 – straty mocy wynikające z dławienia w zaworach i rozdzielaczach,
- P_4 – straty mocy na skutek oporów przepływu.

Poszczególne składowe strat określają wzory [1]

$$P_1 = \frac{V \cdot p_1}{600 \cdot \eta_c} \quad (3)$$

$$P_2 = \frac{V \cdot \Delta p_2}{600} \quad (4)$$

$$P_3 = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{V_i \cdot p_i}{600} \quad (5)$$

$$P_4 = \frac{V \cdot \sum \Delta p_4}{600} \quad (6)$$

gdzie:

- V – objętościowe natężenie przepływu (dm^3/min),
- p_1 – ciśnienie robocze (bar),
- η_c – sprawność całkowita układu,
- Δp_2 – różnica ciśnienia (bar),
- V_i – natężenie dławiące przepływu danego elementu (dm^3/min),
- p_i – strata ciśnienia (bar),
- Δp_4 – spadek ciśnienia (bar).

W wymienionych wzorach (3 - 6) występuje objętościowe natężenie przepływu cieczy hydraulicznej oraz jej ciśnienie jako ciśnienie robocze, strata ciśnienia względnie jego spadek. Są one zależne od takich czynników, jak:

- rodzaj przepływu (laminarny, turbulentny),
- wymiary, kształty elementów układu hydraulicznego,
- parametry mikronierówności powierzchni przewodu hydraulicznego.

Do obliczenia strat i spadków ciśnienia w węzłach układu hydraulicznego wykorzystuje się liczbę *Reynoldsa*, wzór *Poiseulla* czy *Darsygo*. W tych wzorach do obliczenia strat i spadków ciśnienia znajdują się także wielkości określające własności cieczy hydraulicznej, a w szczególności jej lepkość kinematyczna oraz gęstość.

Jak już wspomniano odprowadzenie energii cieplnej wynikające ze strat następuje przez elementy konstrukcyjne układu hydraulicznego, jak pompy, silniki, zawory, rozdzielacze, przewody rurowe, wymienniki ciepła itp.

Temperatura cieczy hydraulicznej zależy od:

- wielkości strat mocy,
- rozmiarów powierzchni, grubości ścianek elementów konstrukcyjnych,
- natężenia przepływu,
- rodzaju cieczy hydraulicznej,
- miejsca zainstalowania urządzenia.

Strumień odprowadzonego ciepła oblicza się z wzoru:

$$Q = k \cdot A (T_1 - T_2) \quad (7)$$

gdzie:

- k – współczynnik przewodzenia ciepła,
- A – powierzchnia odprowadzenia ciepła,
- T_1, T_2 – odpowiednio temperatury ścianki i otoczenia.

4. RODZAJE CIECZY ROBOCZYCH STOSOWANYCH W UKŁADACH HYDRAULICZNYCH

W układach hydraulicznych są stosowane różne rodzaje cieczy roboczych [3]. Według PN-EN ISO 6743-4 wyróżniamy szereg cieczy hydraulicznych, w szczególności:

- oleje hydrauliczne na bazie mineralnej i syntetycznej,
- cieczy hydrauliczne trudnopalne (HF),
- oleje hydrauliczne ekologiczne (HE),
- cieczy hydrauliczne dla układów hydrokinetycznych.

Powyższy podział cieczy hydraulicznych uwzględnia pochodzenie olejów bazowych, czynnik ekologiczny – zagrożenie środowiska, (biodegradalność) oraz zagrożenie pożarem lub wybuchem. Norma PN-EN 982:1998 „Bezpieczeństwo maszyn. Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów. Hydraulika” jest zharmonizowana z dyrektywą 98/37/EC wg Obwieszczenia Prezesa PKN z dnia 29.07.2003 (M.P. Nr 46/2003 poz 693 pkt 305). Norma powyższa podaje, że w układach hydraulicznych przeznaczonych do użytkowania w środowiskach zagrożonych wybuchem lub pożarem, należy stosować cieczy robocze trudnopalne. Wśród cieczy trudnopalnych są te, których trudnozapalność wynika z zawartości wody. Należą do nich cieczy HFA, HFB i HFC. Do olejów hydraulicznych najbardziej zbliżone własnościami reologiczno – lepkościowymi są cieczy trudnopalne HFB i HFC. Ze względu na zawartość wody w tych cieczach w ilości około 40÷50% różnią się one własnościami cieplnymi i fizycznymi (Tablica 1) od olejów hydraulicznych na bazie olejów mineralnych, syntetycznych, jak i cieczy hydraulicznych ekologicznych.

Tablica.1. Podstawowe parametry fizyczne cieczy roboczych HFB, HFC i oleju hydraulicznego HM

Lp.	Parametry cieczy hydraulicznej	Jednostka	Rodzaj cieczy		
			HFB-46	HFC -46	HM-46
1.	Gęstość	kg/dm ³	0,93	1,06	0,89
2.	Lepkość kinematyczna	mm ² /s	46 ±4,6	46 ± 4,6	46 ± 4,6
3.	Przewodność cieplna właściwa 20 ⁰ C	W/m•k	0,36	0,4	0,13
4.	Ciepło właściwe w 20 ⁰ C	kJ/kg•K	2,9	3,3	1,84
5.	Prężność par przy 50 ⁰ C	mbar	95	95	< 0,1
6.	Współczynnik ściśliwości	10 ⁻⁵ /bar	<3	<3	3÷8
7.	Rozszerzalność cieplna	10 ⁻³ •ΔT	0,6	0,5	0,7
8.	Napięcie powierzchniowe	10 ⁻³ N/m	45÷55	55÷60	40÷50
9.	Zakres temperatury pracy	⁰ C	5÷60	-20÷60	-20÷100

5. WPLYW RODZAJU CIECZY ROBOCZEJ NA JEJ TEMPERATURĘ

W pracujących układach hydraulicznych na skutek strat energii mechanicznej wydziela się stale pewna ilość ciepła. Ta zamiana energii zachodzi szczególnie wtedy, gdy ciecz robocza przepływa ze spadkiem ciśnienia przez wąskie szczeliny. Dzieje się tak po części wewnątrz węzła układu hydraulicznego. Strumień przecieku cieczy roboczej ze strefy ciśnieniowej do bezciśnieniowej jest częściowo dławiony, m. in. w zaworach regulacyjnych i przelewowych.

Ciecz robocza o natężeniu \dot{V} przepływając przez węzeł układu hydraulicznego ze stratą ciśnienia Δp wywołuje strumień energii cieplnej \dot{Q} zgodnie z zależnością [2]:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (8)$$

Strumień ten jest odebrany przez ciecz roboczą i opisany jest jako

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta T \quad (9)$$

gdzie:

\dot{V} - natężenie przepływu cieczy roboczej, dm^3/s ,

c - ciepło właściwe cieczy roboczej, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$,

ΔT - zmiana temperatury cieczy roboczej, K ,

ρ - gęstość cieczy hydraulicznej, kg/dm^3 .

Jeżeli pomija się przekazanie ciepła do otoczenia odpowiadający wzrost temperatury wynosi

$$\Delta T = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c} \quad (10)$$

Końcowa temperatura w stanie ustalonym układu hydraulicznego oznaczona przez T_k jest tą temperaturą, przy której strumień cieplny doprowadzony do układu \dot{Q}_1 bilansuje się ze strumieniem odprowadzonym z układu \dot{Q}_2 , tzn.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (11)$$

Dla obliczenia \dot{Q}_2 stosowany jest wzór:

$$\dot{Q}_2 = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (12)$$

gdzie:

k - współczynnik przejmowania ciepła,

A - zewnętrzna powierzchnia rurociągów i zbiornika cieczy roboczej,

ΔT - różnica temperatury między otoczeniem i temperaturą cieczy roboczej.

Przykład obliczenia temperatury oleju HM 46 i cieczy hydraulicznej HFC 46 zastosowanej w tym samym układzie hydraulicznym

Założenia:

- strumień ciepła doprowadzonego do układu jest taki sam dla obu cieczy o tej samej klasie lepkościowej,
- natężenie przepływu dla obu mediów są równe.

A zatem:

$$\dot{Q}_{HM} = \dot{Q}_{HFC} \quad \text{ i } \quad \dot{V}_{HM} = \dot{V}_{HFC} \quad (13)$$

czyli:

$$\rho_{HM} \cdot C_{HM} \cdot \Delta T_{HM} = \rho_{HFC} \cdot C_{HFC} \cdot \Delta T_{HFC} \quad (14)$$

lub

$$\frac{\Delta T_{HM}}{\Delta T_{HFC}} = \frac{\rho_{HFC} \cdot C_{HFC}}{\rho_{HM} \cdot C_{HM}} \quad (15)$$

Z tablicy 1 wynika, że:

$$\rho_{HFC} = 1,06 \text{ kg/dm}^3$$

$$\rho_{HM} = 0,89 \text{ kg/dm}^3$$

$$C_{HFC} = 3,3 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$C_{HM} = 1,84 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

stąd

$$\frac{\Delta T_{HM}}{\Delta T_{HFC}} = 2,14$$

Przyjmując dla cieczy HM 46: $T_k = 50^\circ\text{C}$ i $T_o = 20^\circ\text{C}$, $\Delta T_{HM} = 30^\circ\text{C}$, a dla cieczy HFC $\Delta T_{HFC} = 14^\circ\text{C}$. Czyli dla cieczy hydraulicznej HFC 46 w stanie ustalonym temperatura końcowa $T_k = 36^\circ\text{C}$.

6. WNIOSKI

Z przeprowadzonych rozważań analitycznych wynikają następujące wnioski:

- w procesie przenoszenia energii hydraulicznej powstają straty ciśnienia i mocy, które generują wydzielanie się określonej ilości ciepła,
- ciecz hydrauliczna przejmuje wytworzone ciepło i przenosi do całego systemu, co w konsekwencji ma wpływ na bilans cieplny układu hydraulicznego,
- zastosowanie w układzie hydraulicznym cieczy roboczej zawierającej wodę typu HFC 46 powoduje, że ich temperatura (w stanie ustalonym) jest znacznie niższa w porównaniu z przypadkiem stosowania oleju hydraulicznego HM 46.

7. LITERATURA

- [1] Projektierung und Konstruktion von Hydroanlagen. Autorengemeinschaft – Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr – Niemcy.
- [2] BENDER V.: Grundlagen für die Berechnung hydraulische Systeme. Dansk Teknisk Tidsskrift 2,3 (1962).
- [3] SLANINA F., STEINMEC F.: Wymagania i badania trudnopalnych cieczy hydraulicznych HFA i HFC oraz ich problemy eksploatacyjne. Międzynarodowa Konferencja Teoretyczne i praktyczne aspekty stosowania środków smarnych. Szczyrk, październik 2003.
- [4] PN-EN ISO 6743-4: 2003 (U). Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L). Klasyfikacja. Część 4: Grupa H (Układy hydrauliczne).
- [5] PN-EN 982: 1998. Bezpieczeństwo maszyn. Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów. Hydraulika.
- [6] SPAŁEK J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57, Wydawnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.

ANALYSIS OF INFLUENCE OF WORKING LIQUID TYPE UPON TEMPERATURE AND LOSSES IN HYDRAULIC SYSTEM

Abstract: The paper presents the matter of pressure and hydraulic output losses in hydraulic systems. Losses appeared during energy conversion and transmission are changed into thermal energy. It was shown that working liquids of HFC type, which contain water, cause a considerable temperature reduction in hydraulic system in steady state in comparison with traditionally used hydraulic oils.

Recenzent: dr hab. inż. Aleksander KOWAL