

CALCULUL IN REGIM PERMANENT A SISEMULUI HIDRAULIC CU MOTOR LINIAR

Andrei ARAMA, Vasile JAVGUREANU

Universitatea Tehnică a Moldovei

Abstract: In articolul dat sunt prezentate următoarele etapele de calcul in regim permanent al sistemului. predimensionarea cilindrului. Alegerea grupei de presiuni de lucru, fixarea caracteristicilor tehnologice ale procesului, calculul ariei pistonului, calculul alezajului motorului liniar, alegerea cilindrului hidraulic, calculul ariilor suprafețelor de acționare și a volumelor motorului, calculul presiunii efective necesare la motor, calculul necesarului de debit in SAH, predimensionarea rețelei hidraulice: Deducerea ariei de curgere necesara, calculul DN de curgere al rețelei hidraulice, alegerea conductei hidraulice, recalcularea vitezei reale de curgere al uleiului, evaluarea naturii curgerii și a pierderilor specifice de presiune, pierderea de presiune pe întreaga rețea, pierderea totala de presiune pe întreaga rețea, calculul presiunii necesare la pompa acționarii. Dimensionarea pompei acționarii: Alegerea tipului constructiv, alegerea turației nominale la axul pompei calculul cilindreei teoretice a pompei, calculul cilindreei reale necesara funcției de randamentul pompei, calculul debitului pompei, calculul puterii la axul pompei, calculul momentului la axul pompei. Reluarea calculului caracteristicilor cinematice ale motorului. Debitul la motor, turația maxima. In final se încheie cu o mica concluzie al acestui calcul.

Cuvinte cheie: cilindru, piston, presiune, debit, pompa, pierderi de presiune.

1. Introducere

Un **motor hidraulic** este o mașină de forță care transformă energia unui lichid în energie mecanică de rotație a unor corpuri solide folosind în acest scop niște pistoane.

Motoarele hidraulice liniare [1] sunt supuse unor încercări complexe în faza de prototip și numai anumitor încercări, în cazul probelor de lot. Între încercările de prototip se menționează: o serie de verificări preliminare (calitatea materialelor, dimensiuni de gabarit și masa, rezistența la presiune etc).

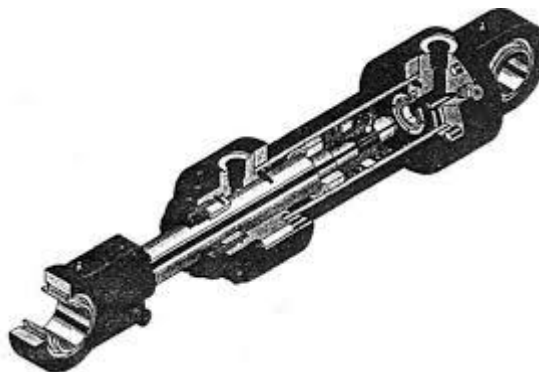


Fig.1. Motor hidraulic liniar [1].

2. Predimensionarea cilindrului

- **alegerea grupei de presiuni de lucru**

Se adoptă nivelul de presiuni de lucru la care dorim să dimensionăm acționarea. Se are în vedere faptul că funcția de nivelele de presiuni adoptate se vor alege componentele de acționare și că prețul de cost a acestora depinde de nivelul presiunilor de lucru respectiv-presiune joasă (210bar), presiune medie(280bar), presiune înaltă (400 bar).

- **fixarea caracteristicilor tehnologice**

Din condițiile tehnologice în care trebuie să activeze utilajul tehnologic sau echipamentul ce trebuie acționat se deduc următoarele mărimi caracteristice reduse la tija cilindrului de acționare.

- F_{max} = forța maximă pe cilindru
- V_{max} = viteza maximă a pistonului
- L = lungimea de montaj
- S_{max} = cursa maximă necesară
- Soluția de prindere

- calculul ariei pistonului

$$A_{1nec} = F_{max}/P_0; [cm^2]$$

unde, F_{max} , [daN]; P_0 [bar];

- calculul alezajului motorului liniar

$$D_{nec} = \sqrt{\frac{4A_{1nec}}{\pi}}; [cm]$$

- alegere cilindrului hidraulic

Din catalog se alege cilindrul ce satisface următoarele cerințe:

- 1) $D > D_{nec}$;
- 2) $S > S_{max}$;
- 3) Soluția de prindere;
- 4) Alegere diametrului tijei pistonului-d

- calculul ariilor suprafețelor de acționare și a volumelor motorului

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4}; [cm^2], A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; [cm^2],$$

$$V_1 = A_1 S_{max}; [cm^3], V_2 = A_2 S_{max}; [cm^3]$$

- calculul presiunii efective necesare pentru cilindru

$$p_{ef} = \frac{F_{max}}{A_1}; [bar] F_{max} [daN]; A_1 [cm^2]$$

cu condiția

$$p_{ef} < p_n$$

3. Predimensionarea necesarului de debit în SAH

$$Q_{nec} = 6A_1 V_{max}; \left[\frac{l}{min} \right];$$

$$A_1 [cm^2]; V_{max} \left[\frac{m}{s} \right];$$

4. Predimensionarea rețelei hidraulice

- deducerea ariei de curgere necesare

$$A_0 = \frac{Q_{nec}}{6w_0}; [cm^2];$$

unde, Q_{nec} [l/min]; w_0 [m/s]- viteza de curgere a fluidului în rețea, $w_0 = 6 \dots 8$ m/s;

- calculul DN de scurgere al rețelei hidraulice

$$DN_0 = 10 \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}}; [mm]; A_0 [cm^2];$$

- alegere conductei hidraulice

$$d_N \geq DN_0;$$

În adoptarea rețelei este importantă adoptarea componentelor de rețea hidraulică (conducte, armături), unde este esențială precizarea grosimii peretelui conductelor, adică:

L = joasă presiune ($p_0 < 250$ bar)

S = înaltă presiune ($p_0 > 250$ bar)

- recalculare vitezei reale de curgere a uleiului

$$A = \pi \cdot \frac{d_N^2}{4}; [cm^2]; \quad \omega = \frac{Q_{nec}}{6A}; \left[\frac{m}{s}\right];$$

- evaluarea naturii curgerii si a pierderilor specifice de presiune pe rețeaua de conducte

$$R_s = \frac{W \cdot d_N}{\nu} \cdot 10^3$$

$$\text{unde, } W[m/s]; d_N[mm];$$

ν [cSt] - viscozitatea cinematica a uleiului folosit la temperatura de lucru.

- calculul pierderilor de presiune pe întreaga rețea

$$\Delta p_{ret} = L \cdot \Delta p_0; [bar]; \text{ unde,}$$

$$L [m] - \text{lungimea totala a rețelei;}$$

- pierdere totala de presiune pe rețea

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{ret} \cdot \Delta p_{distr};$$

$$\text{unde, } \Delta p_{distr} = 200 - 400\% \Delta p_{ret}$$

- calculul presiunii necesare la pompa acționarii

$$p_{nec} = p_{ef} + \Delta p_{tot};$$

5. Dimensionarea pompei hidraulice

- alegerea tipului constructive

$p_n < 200\text{bari}$ - pompe cu roti dințate;

$p_n > 200\text{bari}$ - pompe cu pistonase axiale;

In funcție de caracteristica de lucru a OL se va alege:

- regim de lucru cu viteza constanta - pompa cu cilindree fixa - $X_p=1$

- regim de lucru cu viteza variabila - pompa cu cilindree variabila - $X_p \in [0,1]$

- alegere turației nominale (n_{nom}) la axul pompei

funcție de caracteristica externa a sursei energetice (estimata).

- calculul cilindreei a pompei

$$V_{oTp} = \frac{Q_{nec} 10000}{n_{nom}}; [cm^3/rot];$$

$$\text{unde, } Q_{nec} \left[\frac{l}{min}\right]; \quad n_{nom} \left[\frac{rot}{min}\right];$$

- se alege din catalog pompa

Astfel încât:

$$V_{op} \geq V_{oTp};$$

- se calculează cilindrul real necesar funcției randamentului volumic pompei alese

$$V_{op}^* = V_{otp} / \eta_v \geq V_{op};$$

η_v - randamentul volumic al pompei, mărime ce se adoptă funcție de pompa pe care proiectantul dorește să o adopte pentru sistemul de acționare al utilajului pe care îl are în vedere.

- calculul debitului pompei

$$Q_p = \eta_v \cdot V_{op} \cdot n_{nom} \cdot 10^{-3}; [l/min];$$

$$\text{unde, } V_{op} \left[\frac{cm^3}{rot} \right]; \quad n_{nom} \left[\frac{rot}{min} \right];$$

- calculul puterii la axul pompei

$$N_1 = \frac{Q_p \cdot p_{nec}}{600 \cdot \eta_{tot}}; [kW];$$

unde, $Q_p \left[\frac{l}{min} \right]; p_{nec} [bar]; \eta_{tot}$ - randamentul total al pompei

- calculul momentului la axul pompei

$$M_I = \frac{5}{\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{mh}} \cdot V_{op} (p - p_A); [daNm];$$

η_{mh} - randamentul mecano-hidraulic al pompei.

- Alegere Sursei de Energie

În funcție de valoarea momentului M_I obținut, se adoptă după cataloage sursa de energie necesară conform caracteristicii de lucru (motor electric sau motor termic - funcție de opțiunea de acționare a utilajului sau a echipamentului ce urmează a fi proiectat).

6. Reluarea calculului caracteristicilor cinematice ale cilindrului

- debitul la cilindru

$$Q = Q_p \cdot \eta_v; \left[\frac{l}{min} \right];$$

- viteza maximă asigurată

$$v = \frac{Q_c}{6 \cdot A_1}; \left[\frac{m}{s} \right];$$

unde, $v < v_{max}; Q_c \left[\frac{l}{min} \right]; A_1 [cm^2];$

Concluzie:

Calculul regimului permanent al unui sistem hidraulic cu motor liniar constă din următoarele etape executate mai sus: *predimensionarea cilindrului, predimensionarea necesarului de debit în SAH, predimensionarea rețelei hidraulice, dimensionarea pompei hidraulice, reluarea calculului caracteristicilor cinematice ale cilindrului*. Elaborarea acestor calcule sunt pentru selectarea și proiectarea sistemului hidraulic, în cazul dat pentru motorul hidraulic liniar. Astfel fără aceste calcule, noi nu putem selecta și proiecta un sistem hidraulic.

Bibliografie:

1. <http://ro.wikipedia.org/wiki/Hidraulic%C4%83>
2. Acționari hidraulice și pneumatice vol. III. Autor: Gavril AXINTI.