

REŠENI ZADACI

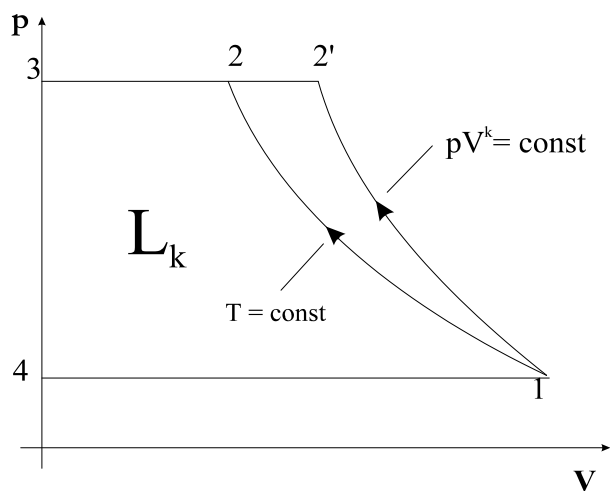
I PNEUMATIKA

1. KLIPNI KOMPRESOR

1.1. Klipni kompresor usisava vazduh ($R = 287 \text{ J/kgK}$) pritiska $p_1 = 1 \text{ bar}$ i temperature $t_1 = 20^\circ\text{C}$ i sabija ga do $p_2 = 6 \text{ bar}$. Ako je kapacitet kompresora $\dot{V} = 1200 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ odrediti:

- 1) Masu usisanog vazduha u toku 1 h
- 2) Teorijsku snagu kompresora pri izotermском i adijabatskom sabijanju pri kome je temperatura nakon sabijanja $t_2 = 240^\circ\text{C}$.
- 3) Potrošnju vode za hladjenje kod ciklusa sa izotermским sabijanjem ako se ista zagreje za $\Delta t = 10^\circ\text{C}$
- 4.) Hod klipa u cilindru i zapreminu rezervoara ako je koef. punjenja $\lambda = 0.87$; pre-nik cilindra $D = 120 \text{ mm}$, br. obrtaja $n = 400 \text{ obr./min}$.

Rešenje :



- 1-2 - Kompresija (sabijanje)
- 2-3 - Izduvavanje komprimovanog vazduha
- 3-4 - U 3 se zatvara izduvni ventili, a u 4 otvara usisni ventil
- 4-1 - Usisavanje vazduha

1) u toku 1h kompresor usisa :

$$\dot{m} = \frac{p_1 \dot{V}}{RT_1} = \frac{10^5 \cdot 1200}{287 \cdot 293} = 1427 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

2) Rad sabijanja 1kg vazduha pri izotermnom procesu :

$$l_i = RT_1 \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = 287 \cdot 293 \ln \frac{1}{6} = -150671 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cong -150.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

a pri adijabatskom :

$$l_a = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{287}{1.4-1} (293 - 513) = -157850 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cong -157.85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Snaga kompresora u jednom i drugom slucaju je :

$$P_i = \dot{m} \cdot |l_i| = \frac{1427}{3600} \cdot 150.67 = 59.7 \text{kW}$$

$$P_a = \dot{m} \cdot |l_a| = \frac{1427}{3600} \cdot 157.85 = 62.6 \text{kW}$$

3) Potrošnja vode za hladjenje bice :

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t} = \frac{215006}{4.19 \cdot 10} = 5131.4 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$Q = \dot{m} |l_i| = 1427 \cdot 150.67 = 215006 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$4) \dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \lambda \cdot s \cdot n \left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right]$$

ili praktičniji obrazac :

$$\dot{V} = 47 \cdot D^2 \cdot \lambda \cdot s \cdot n \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

λ je hod klipa :

$$s = \frac{\dot{V}}{47 \cdot D^2 \cdot \lambda \cdot n} = \frac{1200}{47 \cdot 0.12^2 \cdot 0.87 \cdot 400 \cdot 60} = 0.085 \text{m} = 8.5 \text{cm}$$

Zapremina rezervoara pri broju uklju-ivanja i isklju-ivanja pogonskog elektromotora maksimalno 15 puta na -as :

$$V = 0.9 \cdot \dot{V} = 0.9 \cdot 20 = 18 \text{ m}^3$$

$$\text{gde je: } \dot{V} = \frac{1200}{60} = 20 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Zapremina rezervoara pri broju uklju-ivanja i isklju-ivanja motora od 15-100 je :

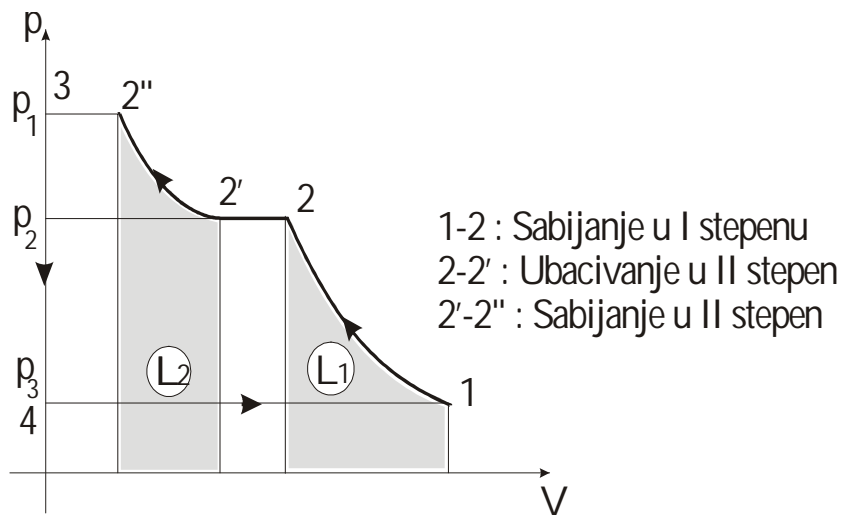
$$V = 0.4 \cdot \dot{V} = 0.4 \cdot 20 = 8 \text{ m}^3$$

1.2. Dvostepeni klipni kompresor usisava vazduh pritiska $p_1=1\text{bar}$ i temperature $t_1=15^\circ\text{C}$ i sabija ga u prvom stepenu do $p_2=8\text{ bar}$, a potom u drugom do $p_3 =12\text{ bar}$. Kapacitet kompresora je $\dot{V} = 1000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.
odrediti :

- 1) Nacrtati p-V dijagram ciklusa kompresora
- 2) Masu usisanog vazduha u toku 3h rada
- 3) Na}i odnos jedini-nih radova kod prvog i drugog stepena izoternskog sabijanja

Re{enje :

1)



2) $m=3629\text{ kg}$

$$3) \frac{I_1}{I_2} = 5.13$$

1.3. Metar kubni vazduha sabija se adijabatski. Ako su : $p_1 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 300 \text{ K}$; $p_2 = 12 \text{ bar}$

Potrebno je na}i :

1) Parametre stanja u ta~ki 2.

2) Tehni~ki rad sabijanja

Re{enje :

$$1) p_1 V_1^k = p_2 V_2^k$$

$$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/k} = 1 \cdot \left(\frac{1}{12} \right)^{1/1.4} = 0.1695 m^3$$

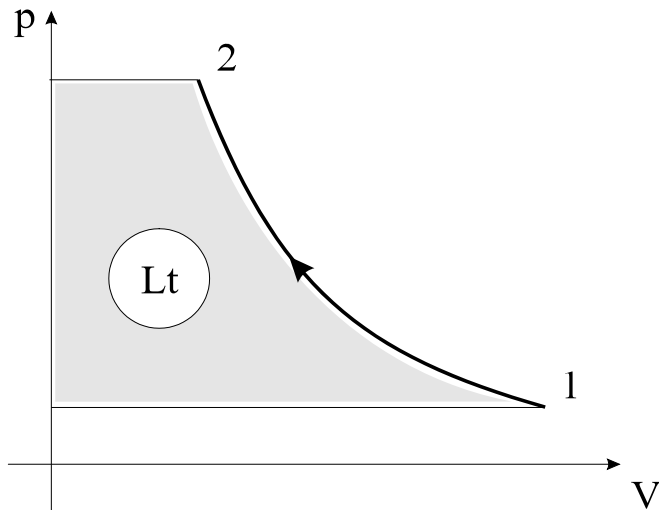
Iz jednacine stanja se dobija :

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} = 300 \cdot \frac{12 \cdot 0.1695}{1 \cdot 1} = 610.2 \text{ K}$$

2) Za tehni~ki rad je merodavna promena pritiska tj. :

$$L_t = \int_{p_1}^{p_2} V(p) \cdot dp$$



U opstem slucaju za politropski proces je :

$$L_t = n \cdot L$$

gde je :

n - koeficient politrope

L - zapreminski rad za politropski proces

S toga , za adijabatsko sabijanje imamo :

$$L_t = k \cdot L = \frac{k}{k-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot (1 \cdot 10^5 \cdot 1 - 12 \cdot 10^5 \cdot 0.1695) = -3.619 \cdot 10^5 J = -361.9 kJ$$

1.4. Metar kubni vazduha sabija se adijabatski u dvostepenom kompresoru sa medjustepenim hladnjakom.

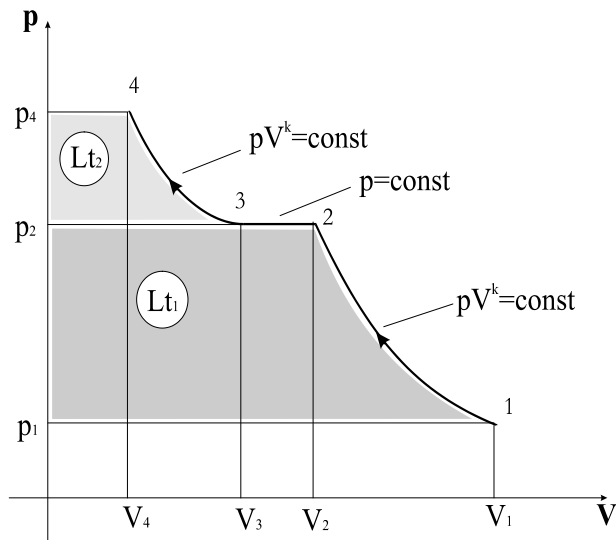
Ako su: $p_1 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = 300 \text{ K}$; $p_2 = p_3 = 6 \text{ bar}$; $T_3 = T_1$; $\rho_1 = 1.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$; $c_{p_v} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

Potrebno je na}i :

- 1) Predstaviti promene vazduha u p-V dijagramu
- 2) Ukupan tehni-ki rad sabijanja
- 3) Odvedenu koli-inu toplote u medjuhladjenju

Re{enje :

- 1)



$$2)V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k} = 1 \cdot \left(\frac{1}{6}\right)^{1/1.4} = 0.278\text{m}^3$$

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} = 300 \frac{6 \cdot 0.278}{1 \cdot 1} = 500\text{K}$$

$$L_{t_1} = \frac{k}{k-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot (1 \cdot 10^5 \cdot 1 - 6 \cdot 10^5 \cdot 0.278) \cong -233.8\text{kJ}$$

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_3 V_3}{T_3} \text{ i uslov } T_1 = T_3 \text{ daju:}$$

$$V_3 = \frac{p_1 V_1}{p_3} = \frac{1 \cdot 0.278}{6} = 0.0463\text{m}^3$$

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{1/k} = 0.0463 \cdot \left(\frac{6}{12}\right)^{1/1.4} = 0.0463 \cdot 0.6095 = 0.02822\text{m}^3$$

$$L_{t_2} = \frac{k}{k-1} (p_3 V_3 - p_4 V_4) = \frac{1.4}{1.4-1} (6 \cdot 10^5 \cdot 0.0463 - 12 \cdot 10^3 \cdot 0.02822) \cong -21.3\text{kJ}$$

Ukupan tehnicki rad bice:

$$L_t = L_{t_1} + L_{t_2} = -(233.8 + 21.3) = -256.1\text{kJ}$$

$$3)m = \rho_1 \cdot V_1 = 1.29 \cdot 1 = 1.29\text{kg}$$

$$Q = mc_{pv} (T_3 - T_2) = 1.29 \cdot 1 \cdot (300 - 500) = -285\text{kJ}$$

2. PNEUMATSKI TRANSPORT

2.1 Piljevina koja nastaje u procesu rezanja na kružnoj pili se pneumatski transportuje putem ventilatora (2) od usisne kape (1) koja je postavljena iznad mašine do separatora-ciklona (3) silosa (4). Ista sagoreva u ložištu kotla (5). Odrediti porast pritiska (napon) na ventilatoru, ako su:

- kapacitet ventilatora $V^\circ = 10 \text{ m}^3/\text{h}$
- pritisak na ulazu u separator $p_4 = 1,2 \text{ bar}$
- razlika visina između usisne kape i vrha separatora $h_4 = 8 \text{ m}$
- brzina piljevine na ulazu u separator $W_4 = 10 \text{ m/s}$
- unutrašnji prečnik cevovoda $d = 140 \text{ mm}$, a njegova dužina 40 m
- koeficijent lokalnog otpora: suženja i proširenja $0,9$; ventila $0,8$; kolena $0,6$; a koeficijent otpora trenja $\lambda = 0,035$.

Rešenje:

Bernulijeve jednačine za preseke 1÷2 i 3÷4 daju:

$$p_1 + \rho g \cdot h_1 + \rho W_1^2/2 = p_2 + \rho g \cdot h_2 + \rho W_2^2/2 + \rho \cdot (\zeta_s + \zeta_k + \zeta_v + \lambda l_{12}/d_{12}) W_2^2/2$$

$$p_3 + \rho g \cdot h_3 + \rho W_3^2/2 = p_4 + \rho g \cdot h_4 + \rho W_4^2/2 + \rho \cdot (\zeta_v + 3\zeta_k + \zeta_p + \lambda l_{34}/d_{34}) W_3^2/2$$

Kako je napon razlika energija jedinične mase pre i posle pumpe i kako je:

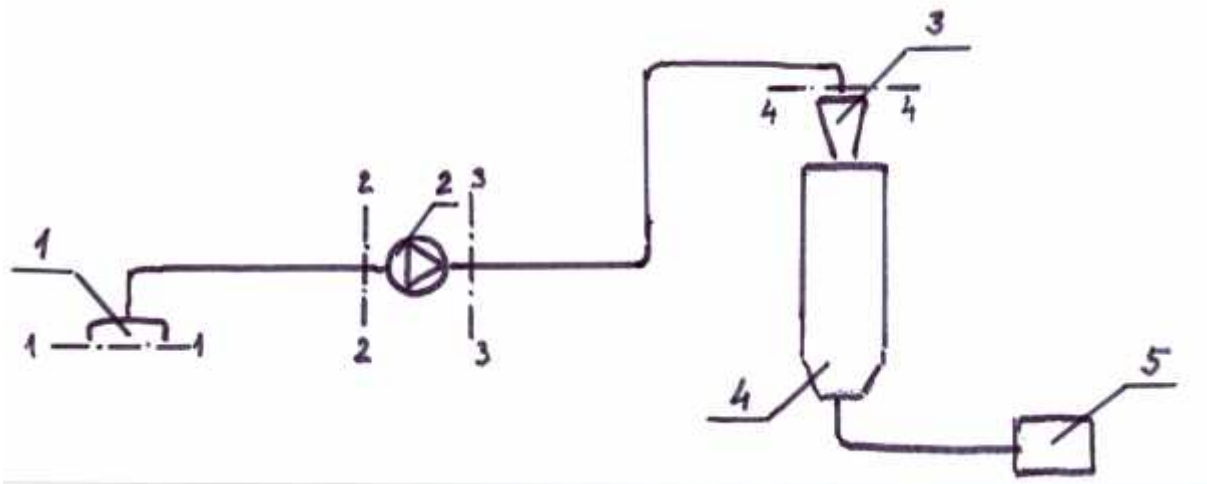
$$h_1 = 0$$

$$h_2 = h_3$$

$$W_1 = 0$$

dobija se:

$$p_3 - p_2 + \rho/2 \cdot (W_3^2 - W_2^2) = p_4 - p_1 + \rho g \cdot h_4 + \rho/2 W_4^2 + \rho/2 \cdot [(\zeta_v + 3\zeta_k + \zeta_p + \lambda l_{34}/d_{34}) \cdot W_3^2 + (\zeta_s + \zeta_k + \zeta_v + \lambda l_{12}/d_{12}) W_2^2]$$



Kako je za $d_{12} = d_{34} = d$, $W_2 = W_3 = \dot{V}/A = 4 \dot{V}/d^2 p$ to je:

$$\Delta p = p_3 - p_2 = p_4 - p_1 + \rho g \cdot h_4 + \rho/2 W_4^2 + 8\rho/d^4 p^2 \cdot (\zeta_s + \zeta_p + 4 \zeta_k + 2 \zeta_v + \lambda l_{14}/d) \cdot \dot{V}^2 = 10^5 \cdot (1,2 - 1) + 1 \cdot 9,81 \cdot 8 + 10^2 + 8/0,14^4 p^2 \cdot (2 \cdot 0,9 + 4 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,8 + 0,035 \cdot 40/0,14) \cdot 10/3600 = 20271 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 20,27 \text{ kPa}$$

II HIDRAULIKA

1.ZUP ASTA PUMPA

1.1. Odrediti radne parametre zup-aste pumpe ~iji je stvarni zapreminski protok $\dot{V} = 5 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$ pri radnom pritisku $p=100\text{bar}$. Broj obrta pumpe je 1500 min^{-1} , a zapreminski i mehanski stepen iskori{enja $\eta_v = 0.85$ i $\eta_M = 0.9$.

Rešenje:

Teorijski protok pumpe bice :

$$\dot{V}_T = \frac{\dot{V}}{y_v} = \frac{5 \cdot 10^{-4}}{0.85} = 5.88 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 3.528 \cdot 10^{-2} \frac{m^3}{min}$$

Pr otok za jedan obrtaj pumpe (specifican protok) je :

$$\dot{v} = \frac{\dot{V}_T}{n} = \frac{3.528 \cdot 10^{-2}}{1500} = 2.352 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{ob} = 23.52 \frac{cm^3}{ob}$$

Teorijska snaga pumpe bice :

$$P_T = p \cdot \dot{V}_T = 10^7 \cdot 5.88 \cdot 10^{-4} = 5880W = 5.88kW$$

Korisna snaga pumpe je :

$$P = p \cdot \dot{V} = 10^7 \cdot 5 \cdot 10^{-4} = 5000W = 5kW$$

Momenat na vratilu pumpe bice :

$$M_T = \frac{\dot{v}p}{2f} = \frac{2.352 \cdot 10^{-5} \cdot 10^7}{2f} = 37.4Nm$$

Za pogonski momenat se dobija :

$$M = \frac{M_T}{y_M} = \frac{37.4}{0.9} = 41.6Nm$$

2. RAZVODNI URE AJI

2.1. Na slici 2.1a prikazan je razvodnik sa prigušenjem sa 3 priklju na otvora povezan sa hidrocilindrom dvostranog dejstva sa klipnja om na jendoj strani. Otvor kroz koji hidrolizuje izlazi iz razvodnika (upravlja ki otvor) je pravougaonog oblika širine b, iji je koeficijent protoka μ . Pritisak napajanja p_1 je konstantan. Kada je brzina izvla enja klipa v_1 , sila optere enja je F_1 suprotnog smera dejstva; pri brzini uvla enja klipa v_2 , sila optere enja je F_2 , tako e suprotnog smera dejstva.

- Napisati izraz za brzine v_1 i v_2 za ista pomeranja razvodnog klipa na bilo koju stranu od nultog položaja.
- Odrediti uslove pod kojima brzine v_1 i v_2 mogu biti iste po apsolutnoj vrednosti.

REŠENJE:

- Neka je za ostvarivanje brzine izvla enja v_1 klipnja e hidrocilindra potrebno pomeranje razvodnog klipa x u levu stranu. Tada se jedna ina protoka i jedna ina sila mogu napisati u obliku:

$$\dot{V} = Av_1 = \mu \cdot b x \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}},$$

$$p_2 A - p_1 (A - a) = F_1.$$

Odavde je:

$$v_1 = \frac{\mu' b x}{A} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[p_1 - \frac{F_1}{A} - p_1 \left(1 - \frac{a}{A} \right) \right]}, \text{ odnosno,}$$

$$v_1 = \frac{\mu' b x}{A} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 \frac{a}{A} - \frac{F_1}{A} \right)}.$$

Neka je za ostvarivanje brzine uvlačenja v_2 klipnja e hidrocilindra potrebno pomeranje razvodnog klipa x u desnu stranu.

$$\dot{V} = A v_2 = \mu' b x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_3)},$$

$$p_1(A-a) - p_2A = F_2.$$

Odavde je:

$$v_2 = \frac{\mu' b x}{A} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[p_1 \left(1 - \frac{a}{A} \right) - \frac{F_2}{A} - p_3 \right]},$$

$$v_2 = \frac{\mu' b x}{A} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 \left(1 - \frac{a}{A} \right) - \left(p_3 + \frac{F_2}{A} \right) \right)}.$$

b) Ako je $v_1 = v_2$, tada je, na osnovu jednačina (1) i (2),

$$p_1 \frac{a}{A} - \frac{F_1}{A} = p_1 \left(1 - \frac{a}{A} \right) - \left(p_3 + \frac{F_2}{A} \right).$$

Ako je $p_3 = 0$ (pritisak u rezervoaru), i ako je $F_1 = F_2$, tada će biti $v_1 = v_2$ kada je $\frac{a}{A} = \frac{1}{2}$, odnosno, kada je $A = 2a$.

Neka je $F_1 > F_2$ i neka je zadržan uslov da je $A = 2a$. Tada je

$$\frac{1}{2} p_1 - \frac{F_1}{A} = \frac{1}{2} p_1 - \left(p_3 + \frac{F_2}{A} \right).$$

Ako je $v_1 = v_2$, tada je

$$\frac{F_1}{A} = p_3 + \frac{F_2}{A}$$

Ali ako je $F_1 > F_2$ tada $p_3 A$ mora predstavljati razliku između F_1 i F_2 ; odnosno, ako je $F_1 > F_2$ tada se može postići i da bude $v_1 = v_2$ postavljanjem i odgovarajućim podešavanjem prigušnog ventila u vodu izma u razvodnika i rezervoara.

Ako je $F_1 < F_2$ tada iz jednačine (3) sledi da bi pritisak p_3 trebalo da bude negativan, što predstavlja matematičko, ali ne i praktično rešenje. Međutim, ako je prigušni ventil postavljen u potisnom vodu ispred ulaza u razvodnik, jednačina (1) postaje

$$v_1 = \frac{\mu' B x}{A} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[\frac{a}{A} \left(p_1 - \frac{A}{a} \Delta p \right) - \frac{F_1}{A} \right]}$$

Ako je $v_1 = v_2$ tada je

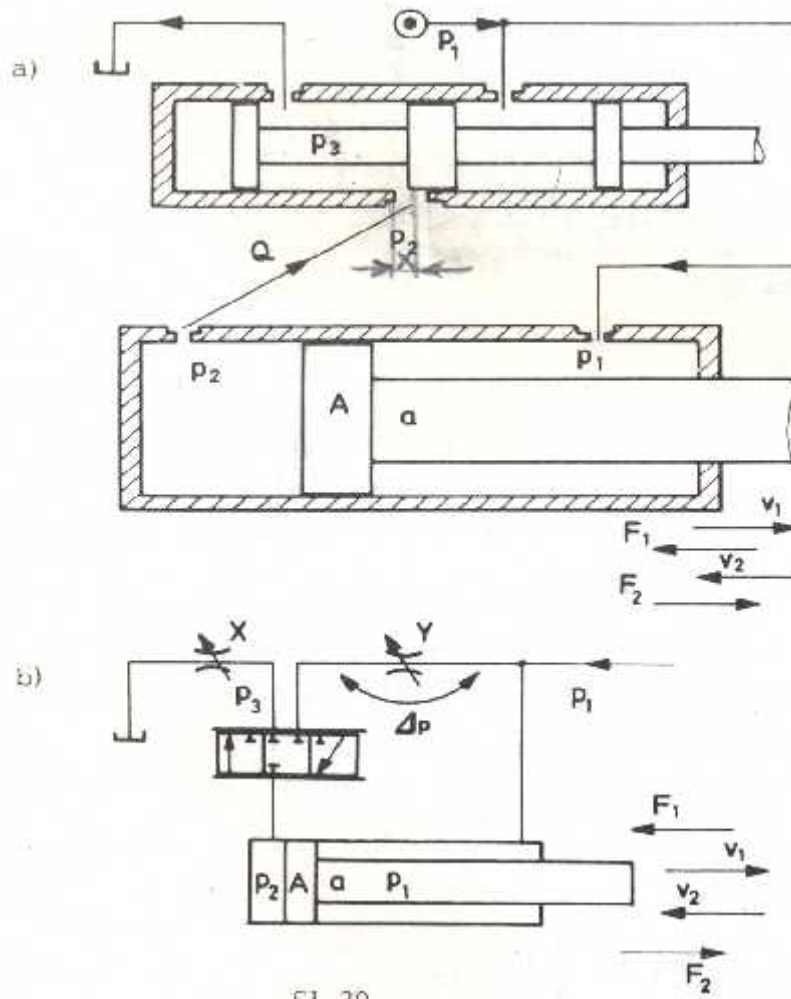
$$\frac{\mu}{A} (p_1) - p - \frac{F_1}{A} = p_1 \left(1 - \frac{a}{A} \right) - \left(p_3 + \frac{F_2}{A} \right).$$

Tada jednačina postaje:

$$p + \frac{F_1}{A} = p_3 + \frac{F_2}{A}.$$

Stoga, ako je $F_1 < F_2$, p mora da se podesi tako da bude

$$p = \frac{F_2 - F_1}{A} + p_3.$$



Slika 2.1

Na slici 2.1b, prikazana je šema sistema koja omogućuje kompletno regulisanje brzina v_1 o v_2 pri različitim vrednostima F_1 i F_2 .

2.2. Odrediti konstrukcione dimenzije i osnovne radne parametre razvodnika sa uzdužnim kretanjem razvodnog klipa (sl.2.2)

Dati podaci:

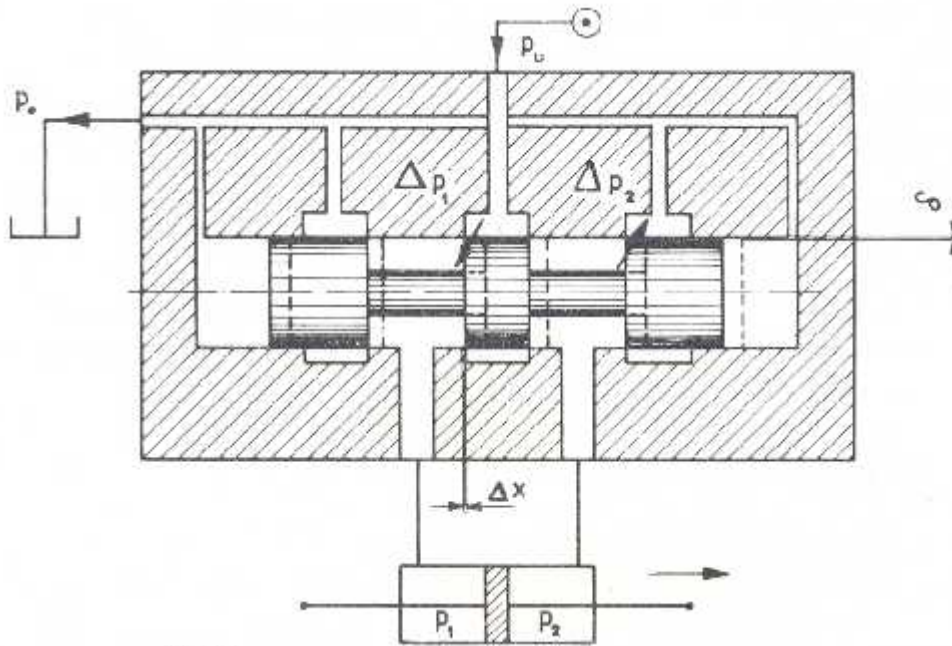
-pri korisnom padu pritiska (padu pritiska na hidromotoru sa opterećenjem) $p=12$ MPa i normalnoj temperaturi, protok hidraulja AMG-10 kroz razvodnik treba da iznosi $\dot{V}=0,67 \cdot 10^{-3}$ m³/s,

-pritisak na ulazu u razvodnik $p_u=18$ MPa,

-pad pritiska na razvodniku pri praznom hodu hidromotora $p_{PH}=2$ MPa,

-prečnik razvodnog klipa $d=10^{-2}$ m,

-koeficijent protoka potpuno otvorenog razvodnika pri korisnom padu pritiska $p=12$ MPa je $\mu=0,69$.



Slika 2.2

REŠENJE:

- *MAKSIMALNA PROVODLJIVOST RAZVODNIKA.*

Protok kroz razvodnik dat je izrazom:

$$\dot{V} = G_0 U_x \sqrt{\frac{1}{2} (p_u - p)}$$

gde su:

G_0 [$\text{m}^4 \text{N}^{-\frac{1}{2}} \text{s}^{-1}$] - maksimalna provodljivost procepa razvodnika,

$U_x = \frac{S}{S_0} \approx \frac{x}{x_0}$ - bezdimenzioni pokazatelj otvaranja procepa razvodnika, ija se vrednost kre e od 0 do ± 1 ,

S_0 - površina prolaznog procepa kada je razvodnik potpuno otvoren.

Pri potpuno otvorenom razvodniku ($U_x=1$) maksimalna provodljivost razvodnika je:

$$G_0 = \frac{\dot{V}}{U_x \sqrt{0,5(p_u - p)}} = \frac{0,67 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot \sqrt{0,5(18 \cdot 10^6 - 12 \cdot 10^6)}} = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 \text{ N}^{-\frac{1}{2}} \text{ s}^{-1}$$

- *MAKSIMALNA POVRŠINA PROLAZNOG PROCEPA RAZVODNIKA S_0 .*

Pad pritiska pri turbulentnom kretanju radne tečnosti ($Re \approx 2200 \rightarrow 2300$) kroz prolazni procep razvodnika dat je izrazom:

$$p = \frac{1}{2} \rho \xi u^2,$$

gde su:

$$\xi = 1/\mu^2 \text{ -koeficijent hidrauli nih gubitaka u razvodniku,}$$

-gustina tečnosti

u-srednja brzina strujanja hidroulja kroz procep

Protok radnog fluida kroz razvodnik, kao što je eksperimentima dokazano, uglavnom zavisi od pada pritiska na razvodniku i površine prolaznog procepa. Kod približnih proračuna razvodnika obično se smatra da je curenje radnog fluida malo pri $x=0$ i da se može zanemriti. U tom slučaju protok radnog fluida kroz procep razvodnika biće $\dot{V} = uS$, gde je S-površina prolaznog procepa razvodnika. Koristeći izraz(1) protok kroz procep razvodnika može se dati izrazom:

$$\dot{V} = uS = \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\xi \rho}} S = G \sqrt{\Delta p},$$

Gde je $G = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – provodljivost prolaznog procepa razvodnika. Može se takođe napisati da je $G = G_0 U_x$.

Maksimalna provodljivost razvodnika egzistira pri maksimalnom otvaranju razvodnika, odnosno, pri $S = S_0$

$$G_0 = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

Iz ovog izraza, pošto je za hidroulje AMG-10 $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$, izračunava se S_0 :

$$S_0 = \frac{G_0}{\mu} \sqrt{\frac{\rho}{2}} = \frac{0,39 \cdot 10^{-8}}{0,69} \sqrt{\frac{850}{2}} = 11,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$S_0 = 11,65 \text{ mm}^2,$$

- *MAKSIMALNI HOD RAZVODNOG KLIPA x_0 .*

Kod razvodnika sa uzdužnim kretanjem razvodnog klipa maksimalni hod klipa može se izraziti iz izraza za maksimalnu površinu prolaznog procepa $S_0 = K_0 \pi dx_0$, gde je K_0 – koeficijent iskorišćenja obima klipa razvodnika kao prolaznog procepa; usvaja se $K_0 = 0,6$. Iz gornjeg izraza je:

$$x_0 = \frac{S_0}{K_0 \pi d} = \frac{11,65}{0,6 \pi 10} = 0,62 \text{ mm.}$$

Kod idealnog razvodnika širina pojasa klipa jednaka je širini žleba (otvora) na auri tela razvodnika.

esto se radi povećanja osetljivosti rade razvodnici sa širinom pojasa manjom od širine otvora, kod kojih postoji curenje (gubici) radnog fluida kad je razvodnik u neutralnom položaju.

Razvodnici sa preklapanjem imaju širinu pojasa klipa za nekoliko mikrometara veća od širine otvora. Kod ovakvih razvodnika povećana je zona neosetljivosti, ali je smanjeno curenje u neutralnom položaju. Veličina preklopa obično ne premašuje 10-20 μm i nalazi se u granicama $\delta > \Delta x > 0$, gde je δ – radijalni zazor.

Ako usvojimo da je preklapanje razvodnika $\Delta x = 0,01$ mm, biće $x_m = x_0 + \Delta x = 0,63$ mm.

- *PROTOK PRAZNOG HODA.*

Pri potpuno otvorenom razvodniku ($U_x = 1$) protok kroz glavni razvodnik, ako nema korisnog pada pritiska na hidromotoru (sl.3.2) za koji je razvodnik vezan ($p_1 - p_2 = 0$) biće:

$$\dot{V}_{PH} = U_x G_0 \sqrt{0,5(p_u - p_{PH})} = 1,039 \cdot 10^{-6} \sqrt{0,5(18 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^5)}$$

$$\dot{V}_{PH} = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s.}$$

- *MAKSIMALNA KORISNA SNAGA NA IZLAZU RAZVODNIKA,*

Računa se na osnovu korisnog pada pritiska, koji se utroši na hidromotoru za savladavanje opterećenja i protoka koji pri tome prodje kroz razvodnik.

$$P_{\max} = p \dot{V} = 12 \cdot 10^6 \cdot 0,67 \cdot 10^{-3} = 8,04 \cdot 10^3 \text{ W} = 8,04 \text{ kW.}$$

- *KOEFICIJENT POJANJA RAZVODNIKA PRI PRAZONOM HODU.*

Koeficijent pojanja razvodnika predstavlja odnos izlazne i uzlazne veličine razvodnika:

$$K_R = \frac{V}{v} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}.$$

Pošto je: $\dot{V} = G_0 U_x \sqrt{0,5(p_u - p_{pH})}$, a $U_x = \frac{x}{x_0}$, bi e

$$K_R = \frac{G_0}{x_0} \sqrt{0,5(p_u - p_{pH})} = \frac{0,39 \cdot 10^{-2}}{0,62 \cdot 10^{-2}} \sqrt{0,5(18 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6)}$$

$$K_R = 1,77 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}.$$

2.3. Odrediti osnovne konstrukcione dimenzije, karakteristike i prenosnu funkciju hidropoja iva a sa strujnom cevi, sa i bez povratne sprege, ako je na izlaznoj klipnja i izvršnog cilindra:

-maksimalni stati ka sila pri nepokretnom klipu $F = 200 \text{ N}$,

-potrebna brzina praynog hoda $v=0,1 \text{ m/s}$.

REŠENJE:

a) POVRŠINA KLIPA IZVRŠNOG CILINDRA

Ako se usvoji maksimalna vrednost pada pritiska $p=p_3-p_4=0,7 \text{ MPa}$, potrebna površina klipa izvršnog cilindra iznosi:

$$A_k = \frac{F}{p} = \frac{200}{0,7 \cdot 10^6} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

b) PROTOK

-protok radne te nosti u cilindru i prijemniku

$$\dot{V} = v A_k = 0,1 \cdot 3 \cdot 10^{-4} = 30 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 30 \text{ cm}^3$$

-protok kroz naglavak strujne cevi

Uzimaju i u obzir zapreminske gubitke ($\eta_v = 0,8$)

$$\dot{V}_m = \frac{\dot{V}}{\eta_v} = \frac{30 \cdot 10^{-6}}{0,8} = 37,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 37,5 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

c) PRITISAK NA ULASKU U NAGLAVAK

Uzimaju i u obzir hidrauli ne gubitke u prijemniku ($\eta_h = 0,9$), pritisak radne te nosti na ulazu u naglavak iznosi:

$$p_m = \frac{p}{\eta_v} = \frac{0,7}{0,8} = 0,875 \text{ MPa}.$$

d) BRZINA NA IZLAZU IZ NAGLAVKA

Usvajaju i $p_0 = 0$, $\mu = 0,9$ i $\rho = 912 \text{ kg/m}^3$ izra unava se brzina na izlasku iz naglavka:

$$v_0 = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_m - p_0)} = 0,9 \sqrt{\frac{2}{912} (0,78 \cdot 10^6 - 0)} = 37,2 \text{ m/s.}$$

e) PRITISAK NA ULAZU U CEV

Smatraju i da su hidrauli ni gubici u strujnoj cevi $\Delta p_c = 0,15 \text{ MPa}$ izra unava se pritisak na ulazu:

$$p = p_m + \Delta p_c = 0,78 + 0,15 = 0,93 \text{ MPa.}$$

f) SNAGA NA ULAZU U CEV ($V_u = V_m$)

$$P_u = \dot{V}_u p_u = 37,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,39 \cdot 10^6 = 35 \text{ W.}$$

g) DIMENZIJE

-pre nik mlaznika cevi

$$d_m = \sqrt{\frac{4V_m}{\pi v_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37,5 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 37,2}} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1,13 \text{ mm}$$

-pre nik cevi

Usvojivši $v_c = 4 \text{ m/s}$, sto je u granicama dozvoljenih brzina proticanja radne te nosti kroz potisne vodove (3 – 5 m/s), pre nik cevi iznosi:

$$d_c = \sqrt{\frac{4V_m}{\pi v_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37,5 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 4}} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3,5 \text{ mm.}$$

-maksimalno pomeranje cevi od neutralnog položaja

$$z = \frac{a+b}{2}.$$

Pošto je $a = 1,3 d_m = 1,47 \text{ mm}$, a $b = 0,2 \text{ mm}$ (usvojena vrednost), bi e:

$$z = \frac{1,47+0,2}{2} = 0,84 \text{ mm.}$$

3. IZVRŠNI ORGANI (HIDRAULI KI MOTORI)

3. 1. Odrediti geometrijske dimenzije klipnog radijalnog hidromotora (sl.3.1) dvostrukog dejstva.

Podaci:

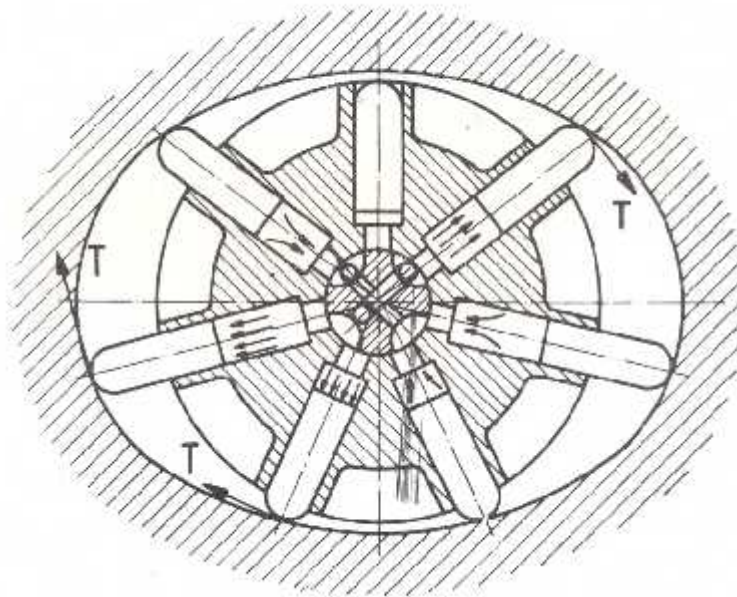
- korisni obrtni moment na vratilu hidromotora $M=60 \text{ Nm}$,
- brzina obrtanja hidromotora $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- radni pritisak $p=80 \text{ bar}$,
- pritisak $p_2 = 5 \text{ bar}$,
- zapreminski stepen iskoriš enja $y_v = 0,9$,
- mehanski stepen iskoriš enja $y_{meh} = 0,8$,
- broj klipova $z=7$,
- prenosni odnos reduktora $i=150$,
- moment inercije optere enja $I_0 = 50 \text{ Nms}^2$
- moment inercije rotora hidromotora $I_R = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Nms}^2$,
- konstrukcioni koeficijenti $m_1 = h/D = 0,08$ i $m_2 = h/d = 0,9$

REŠENJE:

Teoretički obrtni moment

$$M_T = \frac{M}{y_{meh}} = \frac{60}{0,8} = 75 \text{ Nm}.$$

Specifični protok za 1 obrtaj vratila hidromotora



Slika 3.1

$$\tilde{v} = \frac{2f M_T}{\dots} = \frac{2f \cdot 75}{80 \cdot 10^5} = 59 \cdot 10^{-6} m^3 = 59 cm^3$$

Teoretski protok radne te nosti

$$\dot{V}_T = \tilde{v} \cdot n = 59 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 = 5,9 \cdot 10^{-2} m^3 / \text{min} = 9,8 \cdot 10^{-4} m^3 / s$$

Pre nik klipova hidromotora

$$d = \sqrt[3]{\frac{2\tilde{v}}{f z m_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 59 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 7 \cdot 0,9}} = 1,81 \cdot 10^{-2} m = 18,1 mm.$$

Relativni hod klipova hidromotora

$$h = m_2 \cdot 0,9 \cdot 1,82 \cdot 10^{-2} = 1,64 \cdot 10^{-2} m = 16,4 mm.$$

Pre nik rotora cilindarskog blok

$$D = h / m_1 = 1,64 \cdot 10^{-2} / 0,8 = 2,05 \cdot 10^{-2} m = 20,5 mm.$$

Korisna snaga hidromotora

$$P = M\dot{S} = M \cdot 2f \cdot n = 60 \cdot 2f \cdot 1000 / 60 = 6280W = 6,28kW$$

Teoretska snaga hidromotora

$$P_T = p \cdot \dot{V}_T = 80 \cdot 10^5 \cdot 9,8 \cdot 10^{-4} = 7840W = 7,84kW.$$

Ulazna snaga hidromotora

$$P_u = \frac{P_T}{y_v} = \frac{7,84}{0,9} = 8,71kW.$$

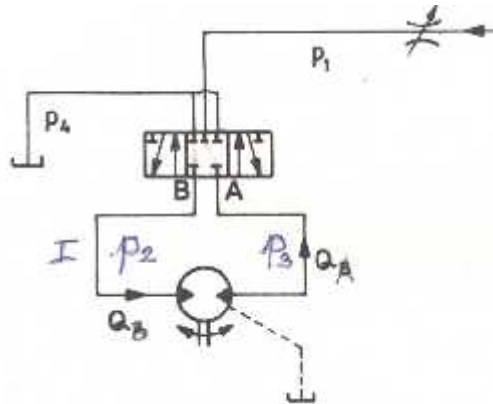
4.REGULISANJE BRZINE HIDRAULI KIH MOTORA

4.1. Na sl. 4.1 prikazana je šema jednostavnog sistema za regulisanje brzine hidromotora. Svaki priključni otvor ima površinu od 60 mm^2 i koeficijent protoka $=0,64$. Hidromotor konstantne radne zapremine ima sledeće parametre:

- protok po jednom obrtaju $\tilde{V} = 32 \text{ cm}^3 / \text{ob}$
- zapreminski stepen iskorišćenja $y_v = 0,88$,
- mehanički stepen iskorišćenja $y_{meh} = 0,84$,
- broj obrtaja $n=16,7 \text{ ob/s}$.
- opterećenje 2 kW pri $n=16,7 \text{ ob/s}$.

Ako je pritisak u rezervoaru $p_4 = 6 \cdot 10^4 \text{ Pa}$, a gustina hidrolja $\rho = 870 \text{ kg / m}^3$, odrediti pritisak napajanja p_1 razvodnika.

REŠENJE



Slika 4.1

Smatraju i da je razvodnik u položaju I i protok kroz priključni otvor B bit će:

$$\dot{V}_B = \sim A \sqrt{\frac{2\Delta p_B}{\dots}}, \quad (1)$$

a protok kroz priključni otvor A

$$\dot{V}_A = y_v \cdot \dot{V}_B = 0,88 \dot{V}_B = \sim A \sqrt{\frac{2\Delta p_A}{\dots}}. \quad (2)$$

Pad pritiska na hidromotoru je:

$$\Delta p_M = \frac{P}{n \cdot \tilde{y}_{meh}} = \frac{2 \cdot 10^3}{16,7 \cdot 32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,84} = 44,55 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 44,55 \text{ bar}.$$

Takodje je protok kroz priključni otvor B

$$\dot{V}_B = \frac{n \cdot \tilde{y}}{y_v} = \frac{16,7 \cdot 32 \cdot 10^{-6}}{0,88} = 608 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 608 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Na osnovu jednačina (1) i (2) je

$$\sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_B}{870}} = \frac{608 \cdot 10^{-6}}{65 \cdot 10^{-6} \cdot 0,64} \quad \text{i}$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_A}{870}} = \frac{608 \cdot 10^{-6}}{65 \cdot 10^{-6} \cdot 0,64}, \text{ odnosno,}$$

$$\Delta p_A = 0,72 \text{ bar,}$$

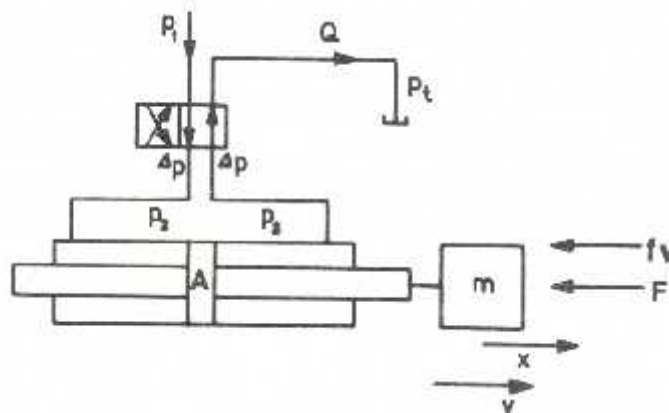
$$\Delta p_B = 0,90 \text{ bar.}$$

Potrebni pritisak napajanja p_1 je

$$p_1 = p_4 + \Delta p_A + \Delta p_M + \Delta p_B = 0,60 + 0,72 + 44,55 + 0,99 = 46,77 \text{ bar.}$$

4.2. Masu $m=2500\text{kg}$ pomera horizontalno hidrauli ni cilindar dvostranog dejstva sa klipnja om na obe strane (sl. 4.2), kojim se upravlja razvodnikom 4/2 sa mehanim upravljanjem. Korisna površina klipa cilindra je $A = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$. Nasuprot kretanju mase m deluje konstantna sila od 500N i sila viskoznog trenja; koeficijent viskoznog trenja je $f=3\text{Ns/m}$. Ispitivanjem je pokazano da kroz razvodnik protok je 500ml/s pri padu pritiska na svakom protokom otvoru razvodnika $\Delta p = 25\text{bar}$.

Ako je pritisak napajanja konstantan $p_1 = 100\text{bar}$, odrediti brzinu i ubrzanje optere enja m pri maksimalnoj izlaznoj snazi cilindra.



Slika 4.2

REŠENJE

Pri turbulentnom strujanju radne te nosti protok \dot{V} i pritisak povezani su relacijom $\dot{V} = K \cdot \Delta p$. Odavde je

$$\dot{V} = \sqrt{K \cdot \Delta p} = A \cdot v = A \frac{dx}{dt},$$

odnosno,

$$A \frac{dx}{dt} = \sqrt{K \Delta p}. \quad (1)$$

Jedna ina sila koja deluje na klipnja u cilindra ima oblik:

$$(p_2 - p_3)A = m \frac{dv}{dt} + fv + F.$$

Ako je pritisak u rezervoaru $p_t = 0$, tada je

$$p_1 - 2\Delta p = p_2 - p_3$$

$$p_1 - p_2 = \Delta p \quad , \text{ odnosno}$$

$$p_3 - p_{R_0} = \Delta p$$

$$(p_1 - 2 \cdot \Delta p)A = m \frac{d^2x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + F. \quad (2)$$

Pri maksimalnoj snazi cilindra ukupni gubici iznose 1/3raspoloživog pritiska, tj.

$$2 \cdot \Delta p = \frac{1}{3}(p_1 - p_t).$$

Pošto je $p_t = 0$, tada je

$$\Delta p = \frac{1}{6} p_1,$$

Pa jedna ina (1) postaje:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{K p_1}{6}}, \quad (3)$$

A jedna ina (2) postaje:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + F = \frac{2A}{3} p_1. \quad (4)$$

Koeficijent K izra unava se na osnovu protoka i pada pritiska kroz razvodnik:

$$K = \frac{\dot{V}^2}{\Delta p} = \frac{(500 \cdot 10^{-6})^2}{25 \cdot 10^5} = 10^{-13} m^8 / Ns^2.$$

Iz jedna ine (3) sledi

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{1}{3 \cdot 10^{-3}} \sqrt{\frac{10^{-13} \cdot 100 \cdot 10^5}{6}} = 0,136 m / s$$

Iz jedna ine (4) sledi:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{m} \left(\frac{2Ap_1}{3} - f \frac{dx}{dt} - F \right),$$

$$a = \frac{1}{2500} \left(\frac{2}{3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^5 - 3 \cdot 0,136 - 500 \right) = 0,78 m / s^2.$$

$$a = 0,78 m / s^2$$

4.3. Za regulisanje brzine hidrocilindra u hidrauli kom sistemu prikazanom na (sl. 4.3) koristi se ventil za regulisanje protoka sa stalnim protokom i prelivnim otvorom prema rezervoaru. Odrediti pod kojim e uslovima hidrauli ki sistem imati maksimalni stepen iskoriš enja i pokazati da je on uvek manji od 0,5.

PODACI:

\dot{V} - konstantni protok pumpe,

B - konstantan oad pritiska na prigušenom ventilu,

A - efektivna površina klipa,

F - ukupno optere enje, uklju uju i i trenje,

v - brzina klipa,

Δp_A - pad pritiska na svakom kanalu razvodnika 4/2,

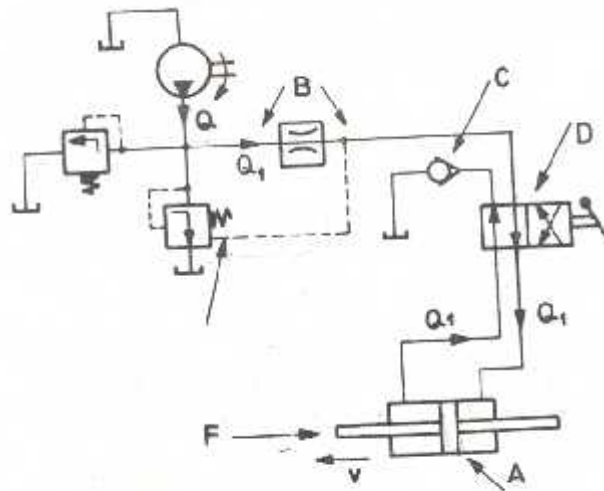
Δp_B - pad pritiska na nepovratnom vratilu.

UPUTSTVO

Za nepovratni ventil C, $\dot{V}_1 = m\sqrt{\Delta p_B}$.

Za razvodnik D, $\dot{V}_1 = k\sqrt{\Delta p_A}$ - za svaki smer proticanja.

Sve proraune vršiti za ustaljeno stanje sistema. (kad je $\dot{\omega} = const$).



Slika 4.3

REŠENJE:

Pošto hidrocilindar ima dvostranu klipnjaču u efektivne površine klipa iste su sa obe strane, pa su i protoci u hidrocilindru i iz njega takodje isti.

Pritisak na izlazu iz pumpe biće:

$$(1) \quad p = \Delta p_B + \Delta p_A + \frac{F}{A} + \Delta p_A + B,$$

A izlazna snaga bume biće $p\dot{V}$

$$(2) \quad p\dot{V} = \left[\left(\frac{\dot{V}_1}{m} \right)^2 + 2 \left(\frac{\dot{V}_1}{k} \right)^2 + \frac{F}{A} + B \right] \dot{V}.$$

Izlana snaga hidrocilindra je $F_V = F\dot{V}_1 / A$, pa je stepen iskoriš enja hidrauli nog sistema:

$$(3) \quad y = \frac{AF\dot{V}_1}{\dot{V} \left[\left(\frac{\dot{V}_1}{m} \right)^2 + 2 \left(\frac{\dot{V}_1}{k} \right)^2 + \frac{F}{A} + B \right]} = \frac{Hizl.cilin}{Hlul.} = \frac{Hizl.sis.}{Hul.sis.}.$$

Ovde su $B = \text{const.}$ i $\dot{V} = \text{const.}$; ako je i sila $F = \text{const.}$, tada e maksimalni stepen iskoriš enja biti kada je $dy / d\dot{V}_1 = 0$, odnosno,

$$F\dot{V} \left[\left(\frac{\dot{V}_1}{m} \right)^2 + 2 \left(\frac{\dot{V}_1}{k} \right)^2 + \frac{F}{A} + B \right] = F\dot{V}_1 \dot{V} \left[2 \frac{\dot{V}_1}{m^2} + 4 \frac{\dot{V}_1}{k^2} \right].$$

Odavde je

$$(4) \quad B + \frac{F}{A} = \left(\frac{\dot{V}_1}{m} \right)^2 + 2 \left(\frac{\dot{V}_1}{k} \right)^2.$$

Maksimalni stepen iskoriš enja je, dakle,

$$(4) \text{ i } (3) \quad y_{\max} = \frac{F\dot{V} / A}{2\dot{V} \left(\frac{F}{A} + B \right)}.$$

Ako je $B \ll \frac{F}{A}$, tada je $y = \dot{V}_1 / 2\dot{V}$. Pošto je $\dot{V}_{1\max} = \dot{V}$, maksimalni stepen iskoriš enja ne može biti ve i od 0,5 ($y_{\max} = \dot{V} / 2\dot{V} = 0,5$).

4.4. Na (sl.4.4.a) prikazana je šema hidrauli nog sistema kod koga se brzina hidrocilindra reguliše pomo u ventila za regulisanje protoka sa podesivim izlaznim protokom.

a) odrediti ulaznu snagu pumpe za nazna ene uslove (u ustaljenom stanju).

b) ako se za regulisanje brzine hidrocilindra koristi ventil za regulisanje protoka sa podesivim izlaznim protokom i prelivnim otvorom prema rezervoaru (sl.3.4b), a opterećenje i brzina hidrocilindra ostaju nepromenjeni, odrediti promenu ukupnog stepena iskorišćenja kompletnog hidrauličkog sistema.

UPUTSTVO

Gubici pritiska u cevovodu mogu se zanemariti.

Dimenzije protoka \dot{V} su u l/s, a pritiska Δp u daN / cm^2 (bar).

Za razvodnik A, $\dot{V} = 0,5\sqrt{\Delta p}$.

Za razvodnik B, $\dot{V} = 0,4\sqrt{\Delta p}$.

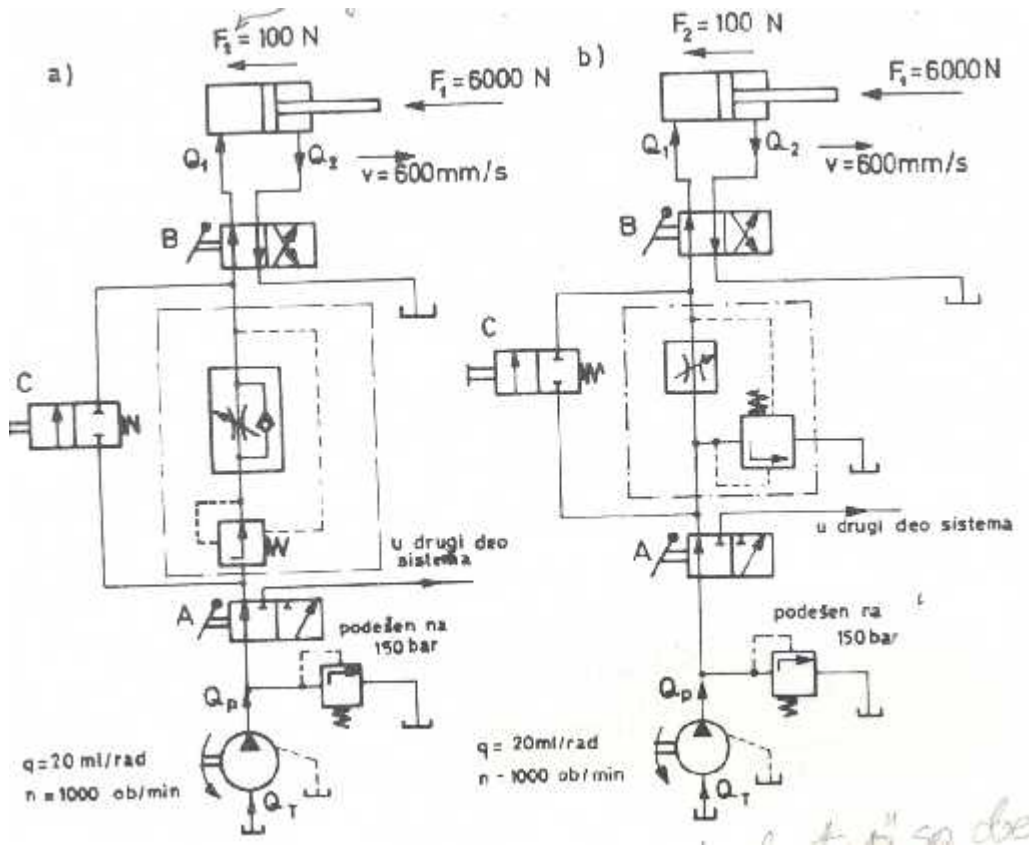
Za razvodnik C, $\dot{V} = 0,43\sqrt{\Delta p}$.

Prečnik klipa $D=60$ mm, prečnik klipnjače $d=25$ mm.

Na prigušnom ventilu je konstantan pad pritiska $\Delta p_{PV} = 4daN / cm^2$.

Zapreminski stepen iskorišćenja pumpe $y_v = 0,92$.

Mehanicki stepen iskorišćenja pumpe $y_{meh} = 0,8$.



Slika 4.4.a

REŠENJE:

Ventil za regulisanje protoka sastoji se od prigušnog ventila i ventila za ograničenje pritiska sa daljinskim (hidrauli kim) upravljanjem. U slučaju ventila za regulisanje protoka sa podesivim izlaznim protokom (u praksi se također koristi i termin „dvostrani regulator protoka“) rednim vezvanjem prigušnog ventila i ventila za ograničenje pritiska sa daljinskim hidrauli kim upravljanjem vrši se ustvari redna kompenzacija prigušnog ventila po pritisku.

Kod ventila za regulisanje protoka sa podesivim izlaznim protokom i prelivnim otvorom prema rezervoaru (u praksi se također koristi termin „trostrani regulator protoka“) paralelnim postavljanjem prigušnog ventila za ograničenje pritiska sa daljinskim (hidrauli kim) upravljanjem ostvarena je paralelna kompenzacija prigušnog ventila po pritisku.

a) u ovom slučaju pad pritiska na prigušnom ventilu je konstantan (4 bar), a višak protoka pumpe odvodi se u rezervoar preko ventila za ograničenje pritiska, podešenog na 150 bar.

Protoci \dot{V}_1 i \dot{V}_2 kod hidrocilindra imaju slede u vrednost:

$$\dot{V}_1 = \underbrace{\frac{60^2 f}{4}}_A \cdot \underbrace{600}_B = 1,7 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 / \text{s} = 1,7 \text{ l} / \text{s},$$

$$\dot{V}_2 = \underbrace{\frac{60^2 - 25^2}{4}}_A f \cdot 600 = 1,4 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 / \text{s} = 1,4 \text{ l} / \text{s}.$$

Teoretski protok pumpe iznosi:

$$\dot{V}_T = 20 \cdot 2f \cdot \frac{1000}{60} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ ml} / \text{s} = 2,1 \text{ l} / \text{s}.$$

Stvarni protok pumpe iznosi:

$$\dot{V}_p = \dot{V}_T \cdot y_V = 2,1 \cdot 0,92 = 1,93 \text{ l} / \text{s}.$$

Pošto je $\dot{V}_p > \dot{V}_1$ ventil za ograničenje pritiska mora biti otvoren.

Ulazna snaga pumpe iznosi:

$$P_u = \frac{p \cdot \dot{V}}{y_{meh}} = \frac{150 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 39400 \text{ W} = 39,4 \text{ kW}.$$

Izlazna snaga hidrocilindra iznosi:

$$P_i = 6100 \frac{600}{1000} = 3660 \text{ W} = 3,66 \text{ kW}.$$

Stepen iskorišćenja kompletnog hidrauličnog sistema iznosi:

$$y = \frac{P_i}{P_u} = \frac{3,66}{39,4} = 0,09 = 9\%.$$

Pad pritiska na razvodniku A iznosi:

$$\Delta p_A = \left(\frac{1,7}{0,5}\right)^2 = 11,6 \text{ daN} / \text{cm}^2.$$

Pad pritiska na razvodnik B, koji prouzrokuje \dot{V}_1 , izosi:

$$\Delta p_{B1} = \left(\frac{1,7}{0,4}\right)^2 = 18 \text{ daN} / \text{cm}^2.$$

Pad pritiska na razvodnik B, koji prouzrokuje \dot{V}_2 , izosi:

$$\Delta p_{B2} = \left(\frac{1,4}{0,4}\right)^2 = 12,2 \text{ daN} / \text{cm}^2.$$

Pritisak u levoj komori hidrocilindra izra unava se iz jedna ine:

$$p_{HC} = \frac{60^2 f}{4} \cdot 10^{-6} = 6100 + 12,2 \cdot 10^5 \frac{60^2 - 25^2}{4} f \cdot 10^{-6} = 8951 \text{ N},$$

$$p_{HC} = 31,7 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 31,7 \text{ daN} / \text{cm}^2.$$

Ukupni pad pritiska u potisnom vodu iznosi:

$$\Delta p_u = \Delta p_A + \Delta p_{PV} + \Delta p_B + \Delta p_{HC} = 11,6 + 4 + 18 + 31,7 = 65,3 \text{ daN} / \text{cm}^2.$$

Dakle, ako se regulisanje brzine hidrocilindra vrši ventilom za regulisanje protoka sa podesivim izlaznim protokom, postavljenim u potisnom vodu, gubitak pritiska na ventilu za ograni enju pritiska sa daljinskim upravlja em iznosi $150 - 65,3 = 84,7 \text{ daN} / \text{cm}^2$.

b) ako se za regulisanje brzine hidrocilindra koristi ventil za regulisanje protoka sa podesivim izlaznim protokom i prelivnim otvorom prema rezervoaru, višak radnog fluida ($\dot{V}_p - \dot{V}_1$) preliva e se u rezervoar pri pritisku $65,3 - 11 = 53,7 \text{ daN} / \text{cm}^2$ preko ventila za ograni enje pritiska sa daljinskim upravlja em. Ovaj ventil postavljen je izmedju razvodnika A i prigušnog ventila. Pumpa radi sa pritiskom od $65,3 \text{ daN} / \text{cm}^2$, pa je ulazna snaga pumpe:

$$P_u = \frac{65,3 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 17100 \text{ W} = 17,1 \text{ kW}.$$

Ukupni stepen iskoriš enja sistema bio bi tada:

$$y = \frac{3,66}{17,1} = 0,21 = 21\%.$$

Zna i da je u ovom slučaju ukupni stepen iskorišćenja hidrauličkog sistema 2,38 puta veći nego u prvom slučaju.

5. HIDRAULIČNA PRESA

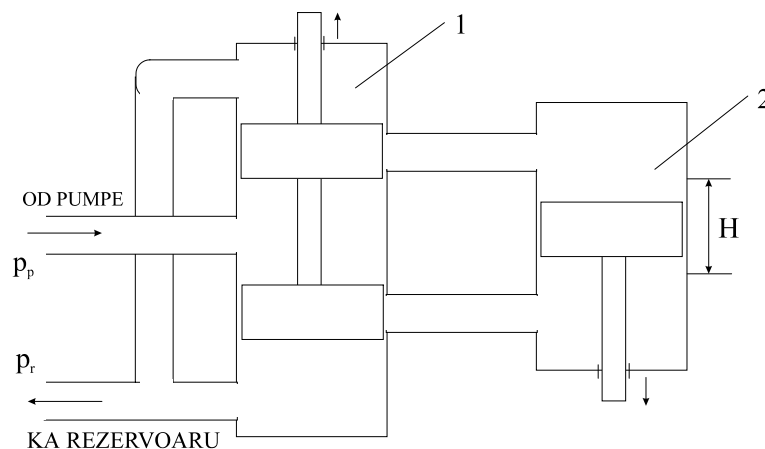
5.1 Klip cilindra hidraulične prese (sl.5.1) radni i povratni hod ostvaruje napajanjem od zupčaste pumpe koja daje pritisak od 110bar. Ako je pritisak u rezervoaru ulja 5bar, sila koja opterećuje klipnjaču 1 MN, brzina sabijanja 2 mm/s, a hod prese je 40 mm.

Odrediti :

- 1) Površinu klipa cilindra
- 2) Prečnik klipa
- 3) Zapreminu hoda klipa
- 4) Protok ulja u cilindar
- 5) Vreme hoda klipa

Rešenje :

[Ematski je prikazana veza razvodnika i cilindra prese :



Slika 5.1

Aktiviranjem klipa razvodnika 1 na gore donja komora cilindra 2 se napaja pritiskom iz pumpe (p_p), a gornja se povezuje sa rezervoarom ulja pritiska (p_r) tako da se na bazi stvorene razlike - radni pritisak ($p = p_p - p_r$), klip cilindra 2 kreće na dole i time ostvaruje radni hod prese. Povratni hod se ostvaruje u suprotnom smeru i tada je aktiviranje razvodnika ka dole.

1) Površina klipa cilindra biće :

$$A = \frac{F}{p} = \frac{1 \cdot 10^6}{105 \cdot 10^5} = 0.09524 m^2$$

2) prečnik klipa :

$$d = \sqrt{\frac{4A}{f}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.09524}{f}} = 0.348 m = 348 mm$$

3) Zapremina hoda klipa :

$$V = A \cdot H = 0.09524 \cdot 0.04 = 0.00381 m^3 = 3.81 dm^3$$

4) Protok ulja :

$$(Q =) \dot{V} = A \cdot v = 0.09524 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 1.9 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

5) Vreme hoda klipa u cilindru :

$$t = \frac{V}{\dot{V}} = \frac{0.00381}{1.9 \cdot 10^{-4}} = 20 s$$