

V. Savić

Uljna **HIDRAULIKA** 4 deo 1



A1. OSNOVNE FORMULE - UH4 deo1. primeri

-
-
-

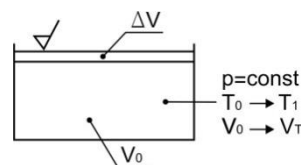
1.2.7. Promena zapremine hidrauličnog ulja u funkciji:

a) promene temperature i konstantnog pritiska

$$\Delta V_T = V_0 \cdot \alpha_T \cdot \Delta T \quad m^3;$$

α_T – koeficijent promene zapremine (gustine)

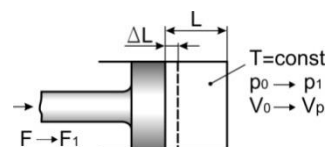
u funkciji promene temperature, dijagram D1.1.



b) promene pritiska i konstantne temperature izotermni proces (spor proces)

$$\Delta V_p = V_0 \cdot \frac{\Delta p}{K_T} \quad m^3;$$

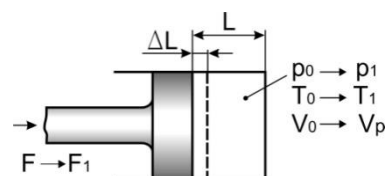
K_T – izotermni kompresioni modul, dijagram D1.2.



c) promene pritiska i promene temperature adijabatski proces (brz proces)

$$V_p = V_0 \cdot \frac{\Delta p}{K_s} \quad m^3 \quad K_s \text{ – izentropski (adijabatski)}$$

kompresioni modul, dijagram D1.3.



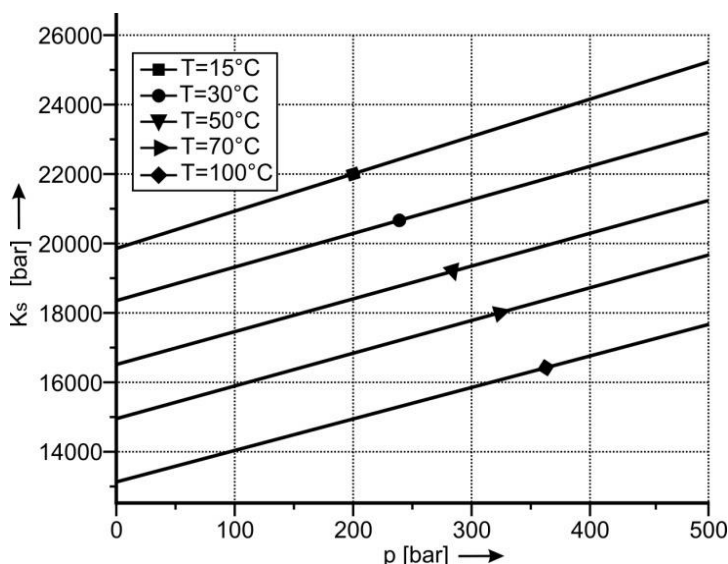
-
-
-

A2. DIJAGRAMI, KOEFICIJENTI, PREPORUKE

UH4 deo1. primeri

•

2.1.2. Promena gustine i zapremine u funkciji promene pritiska pri konstantnoj polaznoj temperaturi – adijabatski promena (proces brz, nema razmene toplote sa okolinom)



Dijagram D1.3. Izentropski (adijabatski) kompresioni modul mineralnog ulja [4]; [7]
 $p \neq \text{const.}; T = \text{const.}$

Koristi se za proračun:

a) promene gustine prema:

$$\rho_p = \rho_T \cdot \left(1 + \frac{\Delta p}{K_S}\right).$$

b) promene zapremine prema

$$\Delta V = \frac{\Delta p \cdot V_0}{K_S}$$

•

2.7.3. BRZINA PROTICANJA HIDRAULIČNOG ULJA KROZ CEVOVODE

Tabela T7.2. Preporučene brzine proticanja ulja kroz cevovod hidrauličnog sistema [20]

Usisni		Potisni kod $v = 30 \text{ do } 150 \text{ (mm}^2/\text{s)}$		Povratni
Kinematska viskoznost $\nu \text{ (mm}^2/\text{s)}$	Brzina proticanja $v \text{ (m/s)}$	Pritisak $p \text{ (bar)}$	Brzina proticanja $v \text{ (m/s)}$	Brzina proticanja $v \text{ (m/s)}$
150	0.6	25	2.5 do 3.0	1.7 do 4.5
100	0.75	50	3.5 do 4.0	
50	1.2	100	4.5 do 5.0	
30	1.3	200	5.0 do 6.0	
		> 200	< 9.0 zavisi od dužine cevovoda	
		Kod $Q < 10 \text{ l/min}$ brzina $v < 3 \text{ m/s}$		

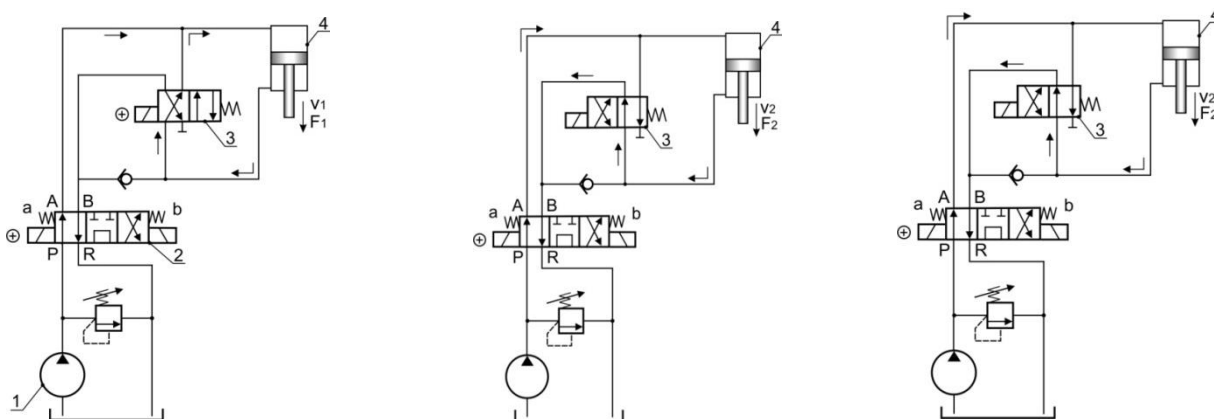
•

A3. PRINCIPI PRORAČUNA OSNOVNIH KONSTRUKCIONIH MODELA HIDRAULIČNIH SISTEMA - *UH4 deo1. primeri*

-
-
-

A3.3. POLUZATVORENI HIDRAULIČNI SISTEM

3.3.1. Osnovna funkcija poluzatvorenog hidrauličnog sistema



- *spuštanje klipa visokom brzinom – funkcija zatvorenog hidrauličnog sistema*
- *spuštanje klipa malom brzinom – funkcija otvorenog hidrauličnog sistema*
- *dizanje klipa - funkcija otvorenog hidrauličnog sistema*

3.3.2. Osnovni proračun poluzatvorenog hidrauličnog sistema

a) *spuštanje klipa velikom brzinom, malom silom – funkcija zatvorenog hidrauličnog sistema (slika a)*

- brzina klipa: $Q_z = Q_p + Q_k \Rightarrow A \cdot v_1 = Q_p + A_p \cdot v_1 \Rightarrow v_1 = \frac{Q_p}{A - A_p} = \frac{Q_p}{a}$,
- sila klipa: $F_1 = p \cdot (A - A_p) = p \cdot a$

b) *spuštanje klipa malom brzinom, velikom silom – funkcija otvorenog hidrauličnog sistema*

- brzina klipa: $v_2 = \frac{Q_p}{A}$
- sila klipa: $F_2 = p \cdot A$

c) *dizanje klipa – funkcija otvorenog hidrauličnog sistema*

- brzina klipa: $v_3 = \frac{Q_p}{a}$
- sila klipa: $F_3 = p \cdot A_p$

-
-
-

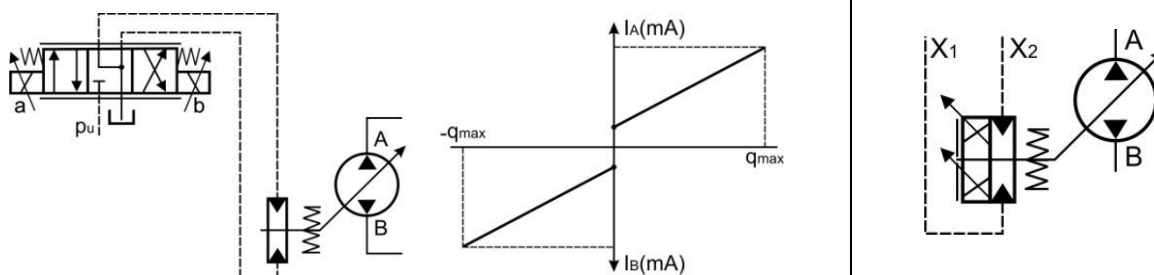
A4. OSNOVNE FUNKCIJE REGULACIJA PUMPI I MOTORA

UH4 deo1. primeri

-
-
-

4.1.2.2. Pumpe dvostranog delovanja

4.1.2.2.3. Servo regulator – upravljanje eksternim impulsom pritiska



Ukoliko se prelaz sa jednog na drugi kapacitet pumpe mora ostvariti kontrolisano ili se u toku rada hidrauličnog sistema treba obezbediti nekoliko kapaciteta pumpe, tada se funkcija skupa pojedinačnih ventila za ograničenje pritiska (iz konstrukcije hidrauličnog regulatora) zamenjuje servo razvodnim ventilom kod koga je pomak klipa u funkciji jačine strujnog impulsa. Upravljanje položajem servoventila (upravljanje kapacitetom pumpe) vrši se preko PLC-a, a u sklopu regulatora mogu se ugraditi senzori koji prate položaj radnih elemenata (kontrola specifične zapremine) i pritisak.

-
-
-
-

A5. KORELACIJA MERNIH JEDINICA - *UH4 deo1. primeri*

•
•
•

5.5. FIZIČKE VELIČINE, MERNE JEDINICE I ODNOSI

Veličina	Oz.	Jedinica	Simbol	Karakteristični međusobni odnosi
Gustina	ρ	gram/kubnom centimetru	g/cm^3	$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/dm}^3 = 1 \text{ t/m}^3 = 1 \text{ g/ml}$
Protok	Q	decimetara kubnih/minuti	dm^3/min	$1 \text{ dm}^3/\text{min} = 0.0166 \text{ dm}^3/\text{s}$
		metara kubnih/sat	m^3/h	$1 \text{ m}^3/\text{h} = 16.6 \text{ dm}^3/\text{min}$
Sila	F	njutn	N	$1 \text{ N} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2$ $1 \text{ daN} = 10 \text{ N}$
Moment rotacije	M	njutnmetar	Nm	$1 \text{ Nm} = 1 \text{ J}$
Pritisak	p	paskal	Pa	$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 0.01 \text{ mbar} = 1 \text{ kg/m}\cdot\text{s}^2$
		bar	bar	$1 \text{ bar} = 10 \text{ N/cm}^2 = 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa}$ $1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa}$
		metara vodenog stuba	mH_2O (mV.S)	$1 \text{ mH}_2\text{O} = 9806.65 \text{ Pa}$ kod najveće gustine vode na 4°C
		milimetara živinog stuba	mmHg	$1 \text{ mmHg} = 13.595 \text{ mmH}_2\text{O}$ $1 \text{ mmHg} = 133.32 \text{ Pa}$
Masa	m	miligram	mg	$1 \text{ mg} = 0,001 \text{ g}$

•
•
•
•

poglavlje 1. ENERGETSKE TRANSFORMACIJE U HIDRAULIČNOM SISTEMU

UH4 deo 1. - ukupan broj rešenih primera 45

•
•
•

1.23. Kako se menja pritisak u horizontalnom cevovodu kod koga se prečnik na ulazu $D_1 = 30$ mm, smanjuje na $D_2 = 15$ mm, a zatim povećava na $D_3 = 40$ mm. Pritisak na ulazu jednak je $150 \cdot 10^5$ Pa, brzina proticanja je $v_1 = 3$ m/s, a gustina ulja $\rho = 860$ kg/dm³. Kod proračuna promene pritiska zanemariti gubitke zbog promene brzine tečenja

Rešenje

Površine ceovoda u presecima jednake su:

$$A_1 = \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0.03^2 \cdot \pi}{4} = 7.065 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2; \quad A_2 = 1.766 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2; \quad A_3 = 1.256 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Protok ulja kroz cevovod jednak je: $Q = v_1 \cdot A_1 = 3 \cdot 7.065 \cdot 10^{-4} = 0.00212 \text{ m}^3 / \text{s}$.

Brzina proticanja ulja kroz preseke cevovoda jednaka je:

- u preseku 1 – 1: $v_1 = 3 \text{ m}^3 / \text{s}$.
- u preseku 2 – 2: $v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{0.00212}{1.766 \cdot 10^{-4}} = 12.0 \text{ m/s}$
- u preseku 3 – 3: $v_3 = \frac{Q}{A_3} = \frac{0.00212}{1.256 \cdot 10^{-3}} = 1.67 \text{ m/s}$

Za presek 1 – 1 može se postaviti Bernulijeva jednačina:

$$\rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho + p_1 = \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho + p_2 + \Delta p_g,$$

u kojoj je $h_1 = h_2$ i $\Delta p_g = 0$, pa je: $\frac{v_1^2}{2} \cdot \rho + p_1 = \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho + p_2$,

$$\text{odnosno: } p_2 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \cdot \rho + p_1 = \frac{(3^2 - 12^2) \cdot 860}{2} + 150 \cdot 10^5 = 14941950 \text{ Pa}.$$

Za presek 2 – 2 može se postaviti Bernulijeva jednačina: $\frac{v_2^2}{2} \cdot \rho + p_2 = \frac{v_3^2}{2} \cdot \rho + p_3$, iz koje je:

$$p_3 = \frac{v_2^2 - v_3^2}{2} \cdot \rho + p_2 = \frac{(12^2 - 1.67^2) \cdot 860}{2} + 14941950 = 15007670 \text{ Pa}.$$

Na osnovu izvršenog proračuna sledi:

Presek	Prečnik	Površina preseka	Protok ulja	Brzina proticanja	Pritisak
	D (mm)	A (m ²)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	p (Pa)
1 – 1	30	$7.065 \cdot 10^{-4}$	0.00212	3.0	150 00000
2 – 2	15	$1.766 \cdot 10^{-4}$	0.00212	12.0	149 41950
3 – 3	40	$1.256 \cdot 10^{-3}$	0.00212	1.67	150 07670

poglavlje 2. HIDRAULIČNI FLUIDI

UH4 deo 1. - ukupan broj rešenih primera 28

•
•
•

2.18. U cilindru čija je zapremina $V = 100$ litara i temperatura ulja $T = 50^\circ\text{C}$, povećava se pritisak od polaznog atmosferskog $p_0 = 0$ do $p_1 = 400$ bar. Za koje vreme se dostignu definisane vrednosti pritiska ukoliko je kapacitet pumpe $Q = 250$ l/min?

Rešenje

Zadatkom nije definisan karakter promene pritiska, ali se na osnovu odnosa zapremine ulja i kapaciteta pumpe kojom se kompresija ulja ostvaruje može sa visokim stepenom sigurnosti pretpostaviti da se radi o adijabatskoj promeni. Zbog ilustracije rešavanja problema polazi se od opšteg podatka za koeficijent kompresiju $\beta = 5.86 \cdot 10^{-3} \%$ (T1.6 – poglavlje A2) bez obzira na veličinu radnog pritiska i karakter termodinamičke promene.

Da bi se postigao pritisak $p = 400$ bar u cilindar se treba približno uneti dodatnu zapreminu ulja:

$$\Delta V = \beta \cdot V \cdot \Delta p = (5.86 \cdot 10^{-3} \cdot 0.01) \cdot 100 \cdot 400 = 2.344 \text{ dm}^3 \text{ i}$$

$$\text{to se ostvari za } t = \frac{\Delta V}{Q} = \frac{2.344 \cdot 60}{250} = 0.563 \text{ s}.$$

Promena pritiska je brza, adijabatska, kod koje nema razmene toplote sa okolinom.

Proračun koji sledi može se izvršiti u odnosu na veličinu koeficijenta K_s koji se očitava iz dijagrama D1.3 (poglavlje A2) ili na osnovu veličine koeficijenta kompresiju β_a čija se vrednost očitava iz tabele T1.6 (poglavlje A2) za pritisak $p = 400$ bar. Za ovo rešenje bira se proračun na osnovu koeficijenta kompresije β_a .

$$\Delta V_a = \beta_a \cdot V \cdot \Delta p = (4.90 \cdot 10^{-3} \cdot 0.01) \cdot 100 \cdot 400 = 1.96 \text{ dm}^3,$$

$$\text{što se dogodi za } t_k = \frac{\Delta V}{Q} = \frac{1.96 \cdot 60}{250} = 0.47 \text{ s}.$$

Za proces kompresiju se potroši energija:

$$W_k = \frac{p \cdot Q}{600} \cdot \frac{t_k}{3600} = \frac{400 \cdot 250}{600} \cdot \frac{0.47}{3600} = 0.0218 \text{ kWh},$$

Kako je proces adijabatski i nema razmene toplote sa okolinom ulje u cilindru se u toku kompresije zagreje za:

$$W_k = V_C \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta T \Rightarrow \Delta T = \frac{W_k}{V_C \cdot c \cdot \rho} = \frac{0.0218}{0.1 \cdot 0.0005 \cdot 860} = 0.507^\circ\text{C}.$$

•
•
•

UH4 deo1. poglavlje 3. PUMPE

UH4 deo1. - ukupan broj rešenih primera 29

3.21. Proračunaj karakteristike pumpe u zatvorenom hidrauličnom sistemu ako je:

- obrtni moment hidrauličnog motora $M_M = 250 \text{ Nm}$,
- broj obrtaja hidrauličnog motora $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$;
- pad pritiska u potisnom i povratnom vodu $\Delta p_1 = 10 \text{ bar}$, a povratnom do ventila za rasterećenje (1.4) $\Delta p_2 = 5 \text{ bar}$;
- koeficijent iskorišćenja motora $\eta_{Mmh} = 0.95$, $\eta_{Mz} = 0.97$;
- koeficijent iskorišćenja pumpe $\eta_{Pmh} = 0.95$, $\eta_{Pz} = 0.97$;
- pad pritiska u radnom i povratnom vodu jednak je: $\Delta p_1 = \Delta p_2 = 10 \text{ bar}$.

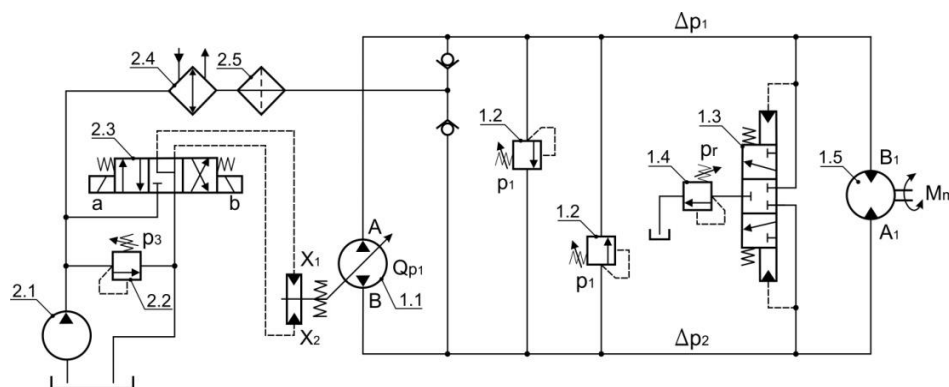
Tehničko rešenje

Zatvoreni hidraulični krug sa pumpom dvostranog delovanja sastoji se od radnog i upravljačkog dela sistema. Radni deo zatvorenog hidrauličnog sistema sačinjavaju:

- pumpa dvostranog delovanja (1.1),
- ventil za ograničenje pritiska (1.2) u potisnoj cevovodnoj liniji A ili B,
- hidraulično upravljani razvodni ventil (1.3) koji povezuje povratni vod A ili B sa ventilom za rasterećenje (1.4) – podešava se na pritisak $p_r = 12 \text{ do } 15 \text{ bar}$,
- hidraulični motor (1.5) sa dva smeru rotacije.

Upravljanje položajem pumpe kojim se definišu usisna (A ili B) i potisna (B ili A) strana vrši se preko upravljačkog sistema. Pritisak upravljačke pumpe (uobičajena vrednost 25 bar) mora uvek biti veći od pritiska rasterećenja i dovoljan da obavi funkciju upravljanja položajem regulatora.

Sistem za upravljanje položajem pumpe (1.1) može se, ako je to potrebno proširiti sa ventilima pritiska i tako dobiti funkciju tzv. hidrauličnog regulatora.



Proračun

Za ovu konstrukciju hidrauličnog sistema biraju se klipno aksijalna pumpa i hidraulični motor, pa se razlika pritiska na ulazu i izlazu iz hidrauličnog motora može usvojiti na nivou $\Delta p_M = (p_{M1} - p_{M2}) = 250 \text{ bar}$.

Specifična zapremina hidrauličnog motora jednaka je:

$$q_M = \frac{M_M}{1.59 \cdot 10^{-2} \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{Mhm}} = \frac{250}{1.59 \cdot 10^{-2} \cdot 250 \cdot 0.95} = 66.2 \text{ cm}^3.$$

U hidraulični motor se treba dovesti količina ulja:

$$Q_M = \frac{q_M \cdot n_M}{\eta_{Mz}} = \frac{66.2 \cdot 1000}{0.97} = 68247 \text{ cm}^3 / \text{min} = 68.25 \text{ dm}^3 / \text{min}, \text{ i}$$

$$Q_M = Q_P = 68.25 \text{ dm}^3 / \text{min}, \text{ a}$$

$$\text{njena specifična zapremina: } q_P = \frac{Q_P}{n_P \cdot \eta_{Pz}} = \frac{68247}{1500 \cdot 0.97} = 67 \text{ cm}^3.$$

Snaga fluidne struje na ulazu u hidraulični motor jednaka je:

$$P_M = \frac{Q_M \cdot p_M}{600} = \frac{Q_M \cdot (\Delta p_M + \Delta p_2 + p_r)}{600} = \frac{68.25 \cdot (250 + 5 + 12)}{600} = 30.4 \text{ kW}, \text{ a}$$

$$\text{pumpe: } P_P = \frac{Q_P \cdot p_P}{600 \cdot \eta_{Phm} \cdot \eta_{Pz}} = \frac{Q_P \cdot (p_{M1} + \Delta p_2)}{600 \cdot \eta_{Phm} \cdot \eta_{Pz}} = \frac{68.25 \cdot (267 + 10)}{600 \cdot 0.95 \cdot 0.97} = 34.2 \text{ kW},$$

gde je:

$p_r = 12 \text{ bar}$, pritisak rasterećenja povratnog voda, podešava se na ventilu za ograničenje pritiska (1.4) u području (uobičajena vrednost) *12 do 15 bar*.

Ventil za ograničenje pritiska treba podesiti na $p_1 = p_2 = 285 \text{ bar}$.

Pritisak upravljačke pumpe (2.1) koja obavlja i funkciju ispiranja sistema podešava se na nivou od oko *25 bar* (uobičajena vrednost).

Kapacitet upravljačke pumpe bira se u odnosu na kapacitet radne pumpe (1.1) prema sledećem:

$$Q_{Pu} = 0.1 \cdot Q_P = 0.1 \cdot 68.25 = 6.8 \text{ dm}^3 / \text{min}, \text{ a}$$

$$\text{njena specifična zapremina je jednaka: } q_{Pu} = \frac{Q_{Pu}}{n \cdot \eta_z} = \frac{6800}{1500 \cdot 0.97} = 4.7 \text{ cm}^3.$$

-
-
-
-

UH4 deo1. poglavlje 4. HIDRAULIČNI CILINDRI

UH4 deo1. - ukupan broj rešenih primera 38

•
•
•

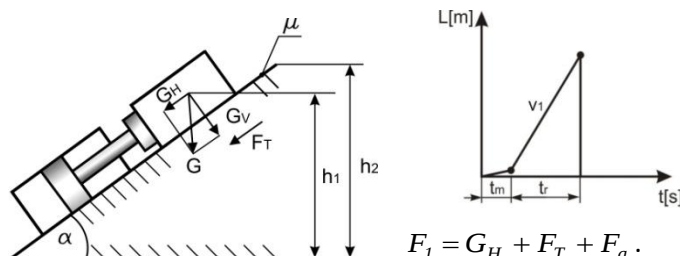
4.27. Telo mase $m = 40000 \text{ kg}$ nalazi se na kosoj ravni i iz donjeg položaja (h_1) pomera se u gornji položaj (h_2).

Proračunaj karakteristike pumpe, ako je:

ugao nagiba ravni: $\alpha = 45^\circ$; brzina dizanja: $v = 0.1 \text{ m/s}$; vreme dostizanja radne brzine je najviše za: $t = 0.05 \text{ s}$; koeficijent trenja mirovanja i kretanja je jednak: $\mu = 0.35$; u krajnjem donjem položaju klip je udaljen od poklopca cilindra $l = 200 \text{ mm}$, a njegova dužina hoda je $L = 1000 \text{ mm}$; zapremina ulja u cevovodu je 5% od zapremine ulja u cilindru kod krajnjeg levog položaja klipa; temperatura ulja $T = 50^\circ \text{C}$.

Potrebno je proračunati:

radni pritisak, prečnik klipa, protok ulja, a zatim proveriti da li se pumpom odabranog kapaciteta može postići traženo vreme postizanja brzine, ako se mase klipa i ulja zanemare.



Rešenje

U momentu pokretanja tela, sila klipa jednaka je zbiru sila koje se suprotstavljaju kretanju:

$$F_l = G_H + F_T + F_a.$$

Sila kojom telo deluje na površinu jednaka je:

$$G = m \cdot g = 40000 \cdot 9.81 = 392400 \text{ N}$$

ona se razlaže na komponente upravcu x i y osa:

$$G_H = G \cdot \sin \alpha = 392400 \cdot \sin 45 = 277469 \text{ N},$$

$$G_V = G \cdot \cos \alpha = 392400 \cdot \cos 45 = 277469 \text{ N}.$$

Silom klipa trebaju se savladati i sile:

- trenja u momentu pokretanja i u toku kretanja:

$$F_T = \mu \cdot G_V = 0.35 \cdot 277469 = 97114 \text{ N},$$

- ubrzanja u momentu pokretanja klipa cilindra:

$$F_a = m \cdot a = m \cdot \frac{v}{t} = 40000 \cdot \frac{0.1}{0.05} = 80000 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 = 80000 \text{ N}.$$

U momentu pokretanja klipa ukupna sila jednaka je:

$$F_l = G_H + F_T + F_a = 277469 + 97114 + 80000 = 454583 \text{ N},$$

kada se dostigne radna brzina nakon 0.5 sekundi, smanjuje se na:

$$F_2 = G_H + F_T = 277469 + 97114 = 374583 \text{ N}.$$

U toku proračuna koji sledi potrebno je odrediti prečnik klipa i radni pritisak, od kojih se jedna veličina usvaja, a druga proračunava.

Za ovaj hidraulični pogon usvaja se pritisak na nivou od $p = 150 \text{ bar}$, pa se površina klipa proračunava u odnosu na silu klipa prilikom pokretanja tela A:

$$A = \frac{F_{ukl}}{p} = \frac{454583}{150 \cdot 10^5} = 0.030306 \text{ m}^2, \text{ pa je}$$

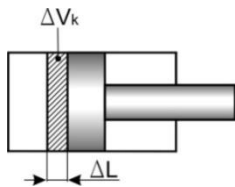
prečnik klipa cilindra jednak je: $D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30306}{3.14}} = 196.48 \text{ mm}.$

Posle dostizanja radne brzine pritisak će se smanjiti na: $p_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{374583}{0.030305} = 123.6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

U odnosu na, zadatkom definisanu brzinu kretanja klipa, potreban protok ulja se proračunava prema:

$$Q = A \cdot v = 30305 \cdot 0.1 \cdot 1000 = 3.0305 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 / \text{s} = 181.83 \text{ l/min}.$$

Do momenta postizanja pritiska $p = 150 \text{ bar}$ kada se klip i telo A pokrenu iz stanja mirovanja u sistem se mora uneti zapremina ulja koja se izračunava u odnosu na stepen kompresibilnosti ulja (adijabatska promena) kod temperature ulja $T = 50^\circ \text{C}$. Iz dijagrama D1.3 (poglavlje A2) očitava se $K_s = 17500 \text{ bar}$, pa je



$$\Delta V_k = \frac{1}{K_s} \cdot V \cdot p = \frac{(A \cdot l) \cdot p}{K_s} = \frac{3.03 \cdot 2 \cdot 150}{17500} = 0.052 \text{ dm}^3.$$

Tako će se telo A pokrenuti iz stanja mirovanja sa kašnjenjem od:

$$t_k = \frac{\Delta V_k}{Q} = \frac{0.052 \cdot 60}{181.83} = 0.0171 \text{ s}.$$

-
-
-
-