

MATEMATIČNI MODEL ZA HIDRAVLIČNE AKUMULATORJE

Franc Majdič

Izveček:

Hidravlični akumulatorji (HA) so vgrajeni v številnih hidravličnih sistemih (HS). Največkrat dodajajo v HS hidravlično kapljevino (HK) tako, da »izravnajo« njeno neenakomerno porabo ob delovanju nekaterih hidravličnih cilindrov (HC), hidromotorjev (HM) ter zasučnih cilindrov (ZC), in sicer tistih, ki za svoje delovanje potrebujejo v kratkem času velike količine HK pod tlakom. Gre za periodične kratkotrajne velike zahtevane pretoke. Tako »po zaslugi« ustreznih velikih HA ni potrebno vgraditi črpalk s sicer »prekomerno« iztisnino. Takšna poraba HK je zelo pogosta v večjih sistemih pogonsko-krmilne hidravlike (PKH), kar je zapisano že v *Izvečku* [1].

V fazi projektiranja HS je treba izračunati potrebno velikost HA (enega ali večjega števila). V začetnem delu tega prispevka podan matematični model predstavlja najprej kratko izvajanje modela in nato končno enačbo, ki omogoča izračun potrebne prostornine HA. V nadaljevanju prispevka je podan računski zgled – aplikativni primer uporabe matematičnega modela na primeru HS s štirimi izvršilnimi komponentami (IK), in sicer tremi HC in enim HM. Predvsem HC 2 in HM (glej: *slika 2* in *preglednica 2*) imata izrazito nadpovprečno porabo HK v kratkem času. Tej porabi izbrana črpalka ne more zadostiti, del količine mora torej dodati HA. Kako izračunamo ustrezno prostornino HA, prikazuje prispevek.

Ključne besede:

pogonsko-krmilna hidravlika (PKH), hidravlični sistem (HS), hidravlični akumulator (HA), hidravlična komponenta, hidravlična kapljevina (HK), mejni tlaki, enačba

1 Uvod

Za razumevanje tega prispevka je nujno, da si bralec odpre članek v [1], pa čeprav tematiko zelo dobro pozna. Oznake predvsem pomembnih mejnih tlakov delovanja, eksponentov termodinamičnih preobrazb in pomembnih mejnih volumnov, ki nastopajo pri delovanju HA, so iste kot v [1] in jih tu ne ponavljamo. Isto velja za fizikalne osnove delovanja HA. Brez natančnega poznavanja in razumevanja tematike članka v [1] razumevanje tega prispevka (najbrž) ni možno.

Torej: če uporabimo hidravlične akumulatorje, nam črpalk ni treba dimenzionirati na največji potrebni tok HK pod tlakom, pač pa le na povprečni pretok, ki ga izračunamo po enačbi (1) glede na skupni potrebni dovedeni volumen HK, dovedene v IK, in celoten čas ciklusa. Upoštevamo tudi čas nedelovanja izvršilnih komponent (IK). Celoten cikel torej upoštevamo od začetka prvega giba ene izmed IK do ponovnega začetka istega giba. Celotni potrebni volumen je torej seštevek volumnov vseh faz ciklusa.

$$Q_{\text{povp}} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{t_{\text{cikla}}} \quad (1)$$

Doc. dr. Franc Majdič, univ. dipl. inž., Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo

Zaradi lastnosti hidravličnih akumulatorjev pa morajo biti hidravlični sistemi, ki imajo HA vgrajene, nujno projektirani tako, da normalno delujejo v določenem izbranem območju tlakov. Za spodnji delovni tlak p_{SP} praviloma izberemo tisti tlak, pri katerem lahko HS še nazivno opravlja vse delovne gibe. Zgornji delovni tlak p_{ZG} izberemo z ozirom na želeni učinek naprave in vgrajene komponente. Čim večja je razlika med p_{SP} in p_{ZG} , tem večja je razpoložljiva količina HK pod tlakom v enem ali več HA. Pomembni mejni 4 tlaki delovanja HA so podrobno pojasnjeni v [1].

Pri projektiranju hidravličnega sistema z neenakomerno porabo HK pod tlakom se praviloma odločimo za vgradnjo HA (enega ali več). Poleg odločitve o vrsti HA, najvišjem dopustnem tlaku ipd. je treba določiti tudi njegov (njihov) celotni volumen V_0 . V nadaljevanju prispevka podani matematični model omogoča izračun tega volumna.

2 Matematični model za izračun V_0

Za medsebojni odnos tlakov v HA med delovanjem velja neenačba (enačba):

$$p_0 < p_{SP} < p_{ZG} \leq p_{MAX} \quad (2)$$

V času delovanja enega ciklusa stroja/postrojenja, torej s tem tudi ciklusa delovanja HS, potekata v HA kompresija in ekspanzija plina. Termodinamične

preobrazbe plina so od izotermne do izentropne. Ker v HA uporabljamo le dvoatomne pline, so eksponenti preobrazb v območju:

$$1,0 \leq n \leq 1,4 \quad (3)$$

V fazi kompresije označujemo eksponent z n_k , v fazi ekspanzije pa z n_e . Ekspanzija plina v HA lahko poteka z dvema različnima hitrostma, tedaj računamo z različnima n_e ; torej n_{e1} in n_{e2} . Termodinamične preobrazbe plina v HA so podrobno pojasnjene v tekstu ter na slikah 2 in 3 v [1]. Ekspanzija od p_{MAX} do p_{ZG} ima v številnih primerih drugačen eksponent n_e kot od p_{ZG} do p_{SP} , zato ju računamo z različnima eksponentoma, torej n_{e1} in n_{e2} .

Izvajanja v tem prispevku so izvedena za idealni plin. Kjer je HK hidravlično olje, moramo HA polniti z dušikom (nevarnost eksplozije), ki pa je realni plin. Zato so izvajanja precej poenostavljena in končne enačbe dajo nekoliko napačne rezultate, ki pa so za aplikacijo v praksi uporabni.

Če upoštevamo korekcijski faktor za realni plin (po viru [3]), ugotovimo, da enačbi (13) in (15), ki sta izvedeni za idealni plin, dajeta za približno 10 % do 20 % večje vrednosti za V_0 in ΔV_{2a} , kot je realno. To velja za parametre, ki so prisotni v aplikativnih HS, izvedenih v običajni praksi. Realna sprememba volumna plina ΔV tako pri kompresiji kot pri ekspanziji je torej manjša od izračunane. Manjši ΔV pri ekspanziji plina pomeni za toliko manjši dotok HK pod tlakom iz HA v HS. Torej je treba izračunano prostornino V_0 dejansko vgrajenemu HA povečati vsaj za 10 % do 20 %. Tlaki v HS so običajno 100 bar do 350 bar. Za nižje tlake in nižje tlačne razlike p_{ZG}/p_{SP} je korekcija večja kot za višje tlake in večje tlačne razlike.

Ko HK doteka v HA, tlak plina in s tem tudi tlak HK v sistemu narašča. Za čas naraščanja tlaka in s tem kompresije plina v HA veljajo enačbe (glej sliko 2 v [1]):

$$p_0 \times V_0^{n_k} = p_{SP} \times V_{SP}^{n_k} = p_{ZG} \times V_{ZG}^{n_k} = p_{MAX} \times V_M^{n_k} \quad (4)$$

Za čas upadanja tlaka v HS in s tem ekspanzije plina v HA pa veljata enačbi:

$$p_{MAX} \times V_M^{n_{e1}} = p_{ZG} \times V_{ZG}^{n_{e1}} \quad (5)$$

$$p_{ZG} \times V_{ZG}^{n_{e2}} = p_{SP} \times V_{SP}^{n_{e2}} \quad (6)$$

Za izračun ustrezne celotne prostornine HA, to je V_0 , računamo »delovno« ekspanzijo plina le od p_{ZG} do p_{SP} , ker je le to zanesljivo (razlaga za to je v [1]). Če se ekspanzija začne že pri tlaku p_{MAX} , seveda velja $n_{e1} = n_{e2} = n_e$.

Ob delovanju HA so znani tlaki, niso pa znane vmešne pomembne prostornine. Tako bomo neznane veličine izrazili z znanimi. Izračunati želimo celotno potrebno prostornino V_0 . Iz enačbe (4) sledi:

$$V_M = \left\{ \frac{p_0}{p_{MAX}} \right\}^{\frac{1}{n_k}} \times V_0 \quad (7)$$

Iz enačb (5) in (7) dobimo:

$$V_{ZG} = \left\{ \frac{p_{MAX}}{p_{ZG}} \right\}^{\frac{1}{n_{e1}}} \times \left\{ \frac{p_0}{p_{MAX}} \right\}^{\frac{1}{n_k}} \times V_0 \quad (8)$$

Iz enačbe (6) ob upoštevanju enačbe (8) sledi:

$$V_{SP} = \left\{ \frac{p_{ZG}}{p_{SP}} \right\}^{\frac{1}{n_{e2}}} \times \left\{ \frac{p_{MAX}}{p_{ZG}} \right\}^{\frac{1}{n_{e1}}} \times \left\{ \frac{p_0}{p_{MAX}} \right\}^{\frac{1}{n_k}} \times V_0 \quad (9)$$

Kadar v HS ni porabe HK, pa tudi sicer, je z ozirom na razbremenjevanje črpalke vedno vsaj tlak p_{ZG} (funkcionalna pojasnila so v [1]). Ob porabi HK iz HA tlak upade praviloma največ do p_{SP} . Torej iz HA, kot je razvidno s sliko 2 v [1], v HS doteče sledeča količina HK pod tlakom:

$$\Delta V_{1a} = V_{SP} - V_{ZG} \quad (10)$$

Ob upoštevanju enačb (8) in (9) dobi enačba (10) obliko:

$$\Delta V_{1a} = V_0 \times \left\{ \frac{p_{MAX}}{p_{ZG}} \right\}^{\frac{1}{n_{e1}}} \times \left\{ \frac{p_0}{p_{MAX}} \right\}^{\frac{1}{n_k}} \times \left[\left\{ \frac{p_{ZG}}{p_{SP}} \right\}^{\frac{1}{n_{e2}}} - 1 \right] \quad (11)$$

ΔV_{1a} je količina HK, ki izteče iz HA pri upadu tlaka od p_{ZG} do p_{SP} .

ΔV_{1a} upoštevamo kot največji primanjkljaj HK (pod tlakom) v enem ciklusu delovanja HS in s tem stroja/postrojenja. To količino HK mora v HS dodati HA (eden ali več). V ciklusu delovanja HS moramo določiti največji volumski primanjkljaj HK. Ciklus mora biti znan, določi ga glavni projektant stroja/postrojenja.

Ciklus razdelimo na posamezne faze delovanja. Ena faza pomeni časovno obdobje, v katerem je poraba kapljevine (pod tlakom) enaka, npr. količina, ki jo porabi HC v enem gibu (v eno smer). V času ene faze dovede črpalka neko količino HK v HS. Če je ta količina večja, kot je poraba HK v tej fazi, teče višek v HA, če je manjša, pa primanjkljaj doteče iz HA v HS.

Seštevek potrebnih količin po vseh fazah enega ciklusa je volumen, ki ga mora v HS dovesti črpalka v času ciklusa, označimo ga z V_{cikt} . Ciklus traja t_{cikt} . Črpalka, ki polni HS, mora torej imeti pretok (v tlačni vod):

$$Q_{\check{c}} \geq \frac{V_{cikt}}{t_{cikt}} \quad (12)$$

Za izračune v praksi mora veljati neenačaj. Izbrana črpalka naj ima pretok vsaj približno 20 % večji.

Za izračun je primerno da si izdelamo preglednico.

Preglednica 1: Gibi izvršilnih komponent (HC, HM in ZC), časi gibov in potrebni volumni po posameznih fazah delovanja HS v enem ciklusu

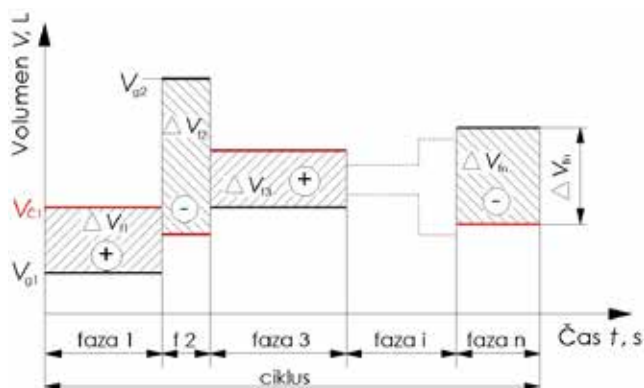
I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
faze ciklusa	gib IK: HC, HM, ZC	čas giba, s	potreben volumen giba, L	volumen iz črpalke L	ΔV_f posamezne faze, L	ΔV_k kumulativno, L
1	faza 1	t_1	V_{1g}	$V_{1\check{c}}$	ΔV_{f1}	ΔV_{1k}
2	faza 2	t_2	V_{2g}	$V_{2\check{c}}$	ΔV_{f2}	ΔV_{2k}
3	faza 3	t_3	V_{3g}	$V_{3\check{c}}$	ΔV_{f3}	ΔV_{3k}
i	faza i	t_i	V_{ig}	$V_{i\check{c}}$	ΔV_{fi}	ΔV_{ik}
-	---	--	--	--	--	--
n	faza n	t_n	V_{ng}	$V_{n\check{c}}$	ΔV_{fn}	ΔV_{nk}
	$\Sigma =$	t_{cikl}	V_{ciklusa}			
1	nov ciklus					

Označbe stolpcev v preglednici 1:

- I zaporedna št. faze v ciklusu,
- II faza; opis - označba giba IK (HC, HM, ZC) ali premor,
- III čas trajanja faze oz. čas giba IK,
- IV V_g , volumen giba v posamezni fazi,
- V $V_{\check{c}}$, volumen, ki ga črpalka iztisne v HS v času trajanja faze,
- VI ΔV_p razlika med V_g in $V_{\check{c}}$; višek (+) ali primanjkljaj (-) v fazi,
- VII ΔV_k , kumulativni (zbirni) višek ali primanjkljaj med izvajanjem faz

Po posameznih fazah v času enega ciklusa seštevamo in/ali odštevamo viške in/ali primanjkljaje HK glede na količino, ki jo dovede črpalka. Kumulativni (zbirni) seštevek izpisujemo v stolpcu VII. V neki (katerikoli) fazi je primanjkljaj največji. To v izračunu upoštevamo kot ΔV_{1a} (slika 2 v [1]).

Slika 1 grafično ponazarja razmere, prikazane v preglednici 1.



Slika 1: Grafični prikaz viškov in primanjkljajev volumna po fazah v enem ciklusu

Iz enačbe (11) sledi enačba (13), ki omogoča izračun potrebne celotne prostornine V_0 HA.

$$V_0 = \frac{\Delta V_{1a}}{\left\{ \frac{p_{MAX}}{p_{ZG}} \right\}^{n_{e1}} \times \left\{ \frac{p_0}{p_{MAX}} \right\}^{n_k} \times \left[\left\{ \frac{p_{ZG}}{p_{SP}} \right\}^{n_{e2}} - 1 \right]} \quad (13)$$

S slike 2 v [1] je razvidno, da je za ugotavljanje stanja HS zelo zanimiva tudi sprememba volumna ΔV_{2a} . Kadar nobena IK v sistemu ne deluje, predstavlja ta volumen zaradi notranje lekaže HS, iztečeno KH iz HA (zunanje lekaže itak ne sme biti). Čas iztekanja volumna ΔV_{2a} je dober pokazatelj notranje lekaže v času »histereznega« delovanja HS, ko tlak upade od p_{MAX} do p_{ZG} .

$$\Delta V_{2a} = V_{ZG} - V_{MAX} \quad (14)$$

Upoštevaje enačbi (7) in (8) dobi enačba (14) obliko

$$\Delta V_{2a} = V_0 \times \left\{ \frac{p_0}{p_{MAX}} \right\}^{n_k} \times \left[\left\{ \frac{p_{MAX}}{p_{ZG}} \right\}^{n_{e1}} - 1 \right] \quad (15)$$

3 Računski zgled za matematični model

Za aplikativno ponazoritev matematičnega modela bomo obravnavali računski zgled za hidravlični sistem (HS) po shemi, prikazani na sliki 2. Glede na pravila postopka izdelave projekta HS glavni projektant stroja/postrojenja določi (je določil) vrsto in nekatere parametre delovanja izvršilnih komponent (IK) - hidravličnih cilindrov (HC), hidromotorjev (HM) in zasučnih cilindrov (ZC), določi njihove sile (za HC), navore (za HM in ZC) in hitrosti delovanja ter, če je potrebno, tudi pospeške in pojemke ter eventualne ostale posebnosti delovanja. ZC v projektu po sliki 2 ni; tudi sicer se zelo redko uporablja.

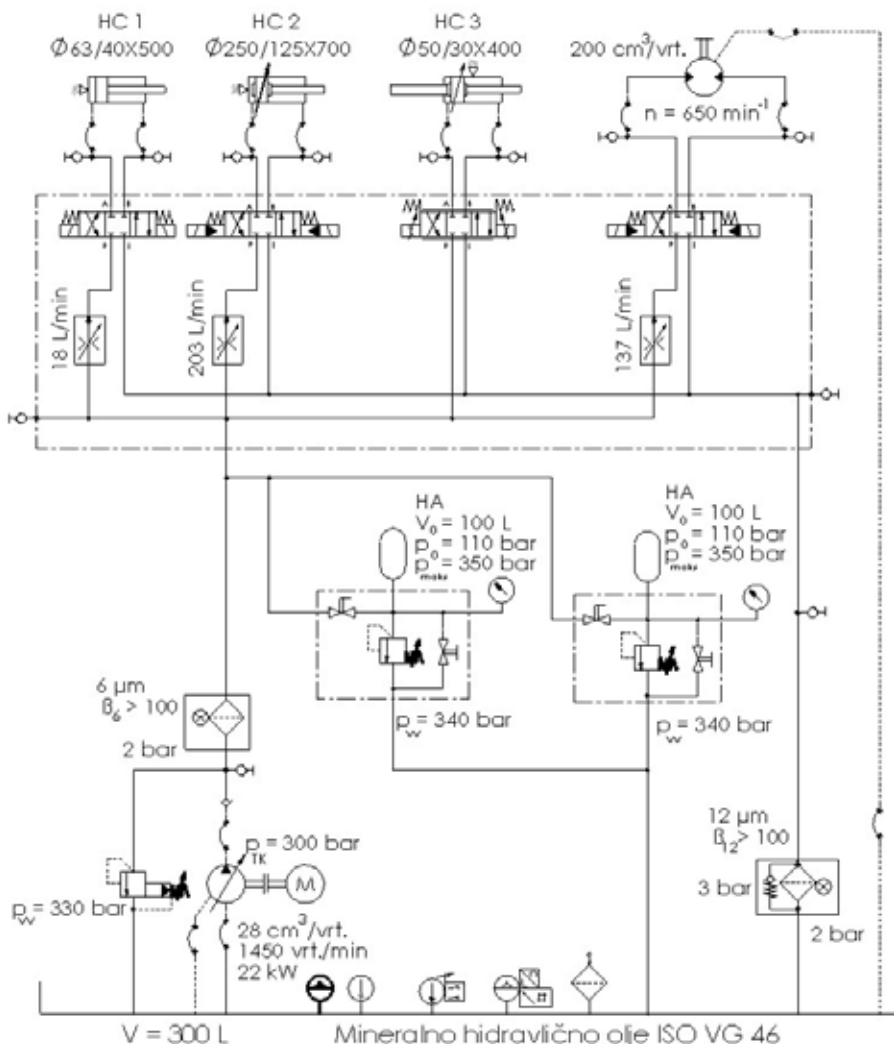
Višine tlakov naj glavni projektant ne določa sam, torej tudi ne premerov HC in iztisnine HM, ker so ti parametri odvisni od izbranih tlakov. Glavni projektant namreč v večini primerov nima zadosti znanja s področja PKH. Nujno pa mora določiti parametre, ki jih narekuje mehanika stroja/postrojenja, torej vrstni red gibov (zaporedje delovanja posameznih faz), dolžine in čase gibov HC, vrtilno hitrost HM ter eventualne pospeške in pojemke njihovih gibov.

Projektant HS mora začeti sodelovati že pri zasnovi projekta. To je pomembno predvsem zaradi izbire primernih delovnih tlakov, ki so odvisni od predvidenih hidravličnih komponent, vgrajenih v HS. Nivo tlakov določa premere HC ter navore HM in ZC.

Kot je razvidno s hidravlične sheme (slika 2), je glavni projektant stroja/postrojenja za obravnavani projekt določil tri HC in en HM. Premeri HC in iztisnina HM so izbrani na osnovi sodelovanja glavnega projektanta in projektanta HS. Izbrani bistveni tlaki so navedeni na sliki 2 ob črpalki, obeh varnostnih ventilih in ob HA.

Vrstni red gibov izvršilnih komponent (HC in HM) prikazuje *preglednica 2*. Ves ciklus delovanja stroja/postrojenja je razdeljen na 10 delov; to je 10 faz delovanja v enem ciklusu, ki vsebuje osem delovnih gibov izvršilnih komponent (IK) in dva premora njihovega delovanja. Ciklus traja 120 sekund. Faze delovanja so označene v *stolpcu I*. V *stolpcu II* je označeno, kateri HC ali HM deluje in v katero smer. V *stolpcu III* je vpisan čas giba posamezne IK ali čas premora. Ta čas, kot smo že omenili, določi glavni projektant stroja/postrojenja; projektant HS mora te čase točno upoštevati in jim zadostiti v delovanju HS.

Velikost posameznega HC in iztisnina HM ter čas delovanja posamezne faze določajo potreben volumen hidravlične kapljevine (HK) za izvedbo posameznega delovnega giba. Pri izračunu volumnov posameznih gibov HC smo upoštevali, da se delovni gib vsakega HC konča 10 mm pred prirobnico na vsaki strani, kar omejujejo mejna stikala ali LVDT-ji v batnicah. To je potrebno, da bat ne udari v prirobnico. Tako so delovni gibi HC-jev od leve proti desni (slika 2): 480 mm, 680 mm in 380 mm.



Slika 2 : Hidravlična shema sistema s 4 izvršilnimi komponentami (3 × HC in 1 × HM); vir [1]

Preglednica 2 : Gibi izvršilnih komponent (HC in HM), časi gibov in potrebni volumni za izvedbo gibov v posameznih fazah delovanja HS v enem ciklusu ter ostali volumni ciklusa

	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
faze ciklusa	gib HC ali HM	čas giba, s	potreben volumen giba, L	volumen iz črpalke L	ΔV_f posamezne faze, L	ΔV_k kumulativno, L
1	HC 1 →	5,0	1,5	3,25	+1,75	--
2	HC 2 →	10,0	33,8	6,50	-27,3	-27,3
3	HC 3 →	7,0	0,48	4,55	+4,07	-23,23
4	HC 3 ←	7,0	0,48	4,55	+4,07	-19,16
5	premor	25,0	0	16,25	+16,25	-2,91
6	HC 2 ←	7,5	25,0	4,87	-20,13	-23,04
7	HC 1 ←	3,0	0,9	1,95	+1,05	-22,0
8	premor	20,0	0	13,00	+13,0	-9,0
9	HM ∪	6,0	13,68	3,90	-9,78	-18,78
10	premor	29,5	0	19,17	+19,17	(+0,39)
	$\Sigma =$	120,0	75,84	17,99		
1	nov ciklus					

HA dodaja v HS nekontroliran in neenakomeren dotok HK, kar je posledica spreminjajočega se tlaka. Zato morajo biti, da zagotavljamo zelene čase delovanja posameznih faz, dotoki v HC in HM določeni s tokovnimi ventili (QV). Glede na projektirane čase gibov (stolpec III v preglednici 2) in potrebne volumne HK za izvedbo gibov (stolpec IV) izračunamo sledeče nastavitve tokovnih ventilov: QV1 = 18 L/min, QV2 = 203 L/min, QV3 = 137 L/min. Nastavitve so podane na sliki 2. Ko za posamezen HC določimo čas giba batnice navzven, je s tem seveda ob dani nastavitvi QV že tudi določen čas giba batnice navznoter. Če zaradi zahtev delovanja stroja to ne bi ustrezalo, je treba vgraditi po en QV v vsak cevni vod pred HC in HM. Tu bi morali biti QV z vgrajenim protipovratnim ventilom ali pa krmiljeni (proporcionalni) QV. Ustrezali bi tudi proporcionalni potni ventili, kar je primer za krmiljenje HC3. Tu količino dotoka v HC3 krmilimo s proporcionalnima magnetoma preko pripadajoče elektronike.

Tokovni ventili (QV) morajo biti ventili s tlačno kompenzacijo, ker se tlak v HS spreminja v delovnem procesu od p_{sp} do p_{zg} oz. celo do p_{max} . Ventili QV naj bi imeli tudi temperaturno kompenzacijo, da je tudi vpliv spremembe temperature HK eliminiran.

Volumen - pretok HM

Glede na mehaniko prenosa z vrtenja HM preko zobniškega reduktorja na zobato letev translatornega pogona je glavni projektant določil za HM vrtilno hitrost 650 min⁻¹.

Glede na zahtevani navor HM je projektant HS izračunal potrebno iztisinino 200 cm³/vrt. Ta iztisinina zadošča za spodnji delovni tlak $p_{sp} = 150$ bar in $n = 650$ min⁻¹. Določiti je treba nastavev tokovnega ventila (QV) za dotok v HM.

Za izračun potrebnega vtočnega toka v HM uporabimo znano številsko enačbo:

$$Q_{HM \text{ vtok}} = \frac{q_{HM} \times n_{HM}}{1000 \times \eta_{vHM}} (z - 1)$$

kjer imajo posamezne veličine sledeče enote in pomen:

$Q_{HM \text{ vtok}}$, L/min	tok kapljevine na vtočni strani v HM,
q_{HM} , cm ³ /vrt	iztisinina HM,
n_{HM} , min ⁻¹	vrtilna hitrost HM,
η_{vHM} , -	volumetrični izkoristek HM

V enačbi (z - 1) za izračun upoštevamo $\eta_{vHM} = 0,95$ (računamo kot malo rabljen; kvalitetni novi imajo volumetrični izkoristek ~ 0,97).

Upoštevaje zgoraj in v sliki 2 navedene delovne parametre HM dobimo iz enačbe (z - 1) rezultat:

$Q_{HM \text{ vtok}} = 136,8$ L/min = 2,28 L/s, kar pomeni vtočni volumen v HM 13,68 L v 6 sekundah (preglednica 2, stolpec IV).

Volumen – pretok črpalke (Č)

Kot je navedeno že v uvodnem izvlečku tega prispevka, so HA vgrajeni v številnih hidravličnih sistemih (HS) za dodajanje hidravlične kapljevine (HK), da »izravna« njeno neenakomerno porabo ob delovanju nekaterih izvršilnih komponent, ki za svoje delovanje potrebujejo v kratkem času velike količine HK pod tlakom (*preglednica 2*). Gre torej za periodične kratkotrajne velike zahtevane pretoke. V HS z vgrajenimi HA zato vgradimo črpalko (črpalko) za povprečen pretok (povprečno porabo v izvršilnih komponentah), viške in primanjkljaje pretoka pa »izravna« HA.

Za delovne gibe enega ciklusa potrebujemo 75,84 L kapljevine (*preglednica 2*, stolpec IV). Iz črpalke (Č) mora v času enega ciklusa v HS doseči vsaj tolikšen volumen HK. Preverimo, če izbrana Č dovede vsaj ta volumen v HS.

Izbrana Č je aksialna batna črpalka, gnana z elektromotorjem moči 22 kW in 1450 vrt./min. Pretok, ki ga Č dodaja v HS, izračunamo po znani številski enačbi (z - 2):

$$Q_{\dot{c}} = \frac{q_{\dot{c}} \times n_{\dot{c}} \times \eta_{v\dot{c}}}{1000} = 39,0 \text{ L/min} = 0,65 \text{ L/s (z - 2)}$$

V enačbi (z - 2) imajo posamezne veličine sledeče enote in pomen:

$Q_{\dot{c}}, \text{ L/min}$	tok kapljevine na iztočni strani iz Č,
$q_{\dot{c}}, \text{ cm}^3/\text{vrt}$	iztislina Č (shema <i>slika 2</i> (28 cm ³ /vrt.)),
$n_{\dot{c}}, \text{ min}^{-1}$	vrtlina hitrost Č (shema <i>slika 2</i> (1450 min ⁻¹)),
$\eta_{v\dot{c}}, -$	volumetrični izkoristek Č

V enačbi (z - 2) za izračun upoštevamo $\eta_{v\dot{c}} = 0,96$ (računamo kot malo rabljeno, kvalitetne nove imajo volumetrični izkoristek 0,97 do 0,98).

V času enega ciklusa (120 s) črpalka polni HS z volumnom 78,0 L (0,65 L/s x 120 s), kar je nekoliko več, kot je potrební volumen za delovne gibe vseh HC in HM v enem ciklusu in torej zadošča. Volumen 77,99 L je izračunan tudi v *preglednici 2*, stolpec V.

Ustreznost pogonske moči elektromotorja (EM), ki poganja črpalko, izračunamo po znani številski enačbi (z - 3):

$$P_M = \frac{p_{\dot{c} \max} \times Q_{\dot{c}}}{600 \times \eta_{s\dot{c}}} = 21,4 \text{ kW (z - 3)}$$

V enačbi (z - 3) imajo posamezne veličine sledeče enote in pomen:

$P_M, \text{ kW}$	potrebna moč pogonskega motorja (če ima iste vrtljaje kot črpalka)
$p_{\dot{c} \max}, \text{ bar}$	najvišji delovni tlak črpalke

$Q_{\dot{c}}, \text{ L/min}$	(nastavitev tlačnega ventila na Č, shema (<i>slika 2</i>) (300 bar)), tok kapljevine na iztočni strani iz Č (39,0 L/min),
$\eta_{s\dot{c}}, -$	skupni izkoristek Č (0,91),
$\eta_{v\dot{c}}, -$	volumetrični izkoristek Č (0,96),
$\eta_{mh\dot{c}}, -$	mehansko-hidravlični izkoristek Č (0,95),
$\eta_{s\dot{c}} = \eta_{v\dot{c}} \times \eta_{mh\dot{c}} = 0,96 \times 0,95 = 0,91$ (z - 4).	

Pogonska moč EM 22 kW torej zadošča.

Če HS po shemi (*slika 2*) ne bi imel vgrajenega enega (ali več) HA, bi morala črpalka v HS dovesti tisto količino HK, ki jo porabi delovni gib najbolj »potratne« faze; to je delovni gib »HC 2 →« v 2. fazi delovanja (*preglednica 2*). To je 33,8 L v 10 sekundah oziroma 3,38 L/s, kar pomeni, da bi morala biti vgrajena črpalka s pretokom 202,8 L/min (iz enačbe (z - 2) sledi $q_{\dot{c}} = 146 \text{ cm}^3/\text{vrt}$. Ker ne bi bilo vgrajenih HA, bi lahko ves proces potekal pri spodnjem delovnem tlaku 150 bar.

Če zgoraj navedene parametre upoštevamo v enačbi (z - 3), ugotovimo, da bi bila potrebna moč pogonskega EM 55,7 kW. Vendar bi v tem primeru (HS brez HA) črpalka le v času ciklusa II, to je 10 sekund, delovala z maksimalno iztislino. Če bi bila vgrajena Č s konstantno iztislino, bi pa v preostalih 110 sekundah ciklusa višek pretoka tekel preko varnostnega ventila v rezervoar – trošenje energije in segrevanje HK!!

Črpalka s spremenljivo iztislino bi sicer svoj pretok prilagajala potrebam posamezne faze, vendar bi nagibna plošča črpalke ali njen nagibni boben sunkovito spreminjala nagib za prilagajanje ustreznemu pretoku (ustrezni iztislini). Takšno delovanje črpalke drastično skrajšuje njeno uporabno dobo. Torej je tudi ob vgrajenih krmiljenih črpalkah nujno vgraditi HA.

Izračun prostornine HA

Za izračun potrebne prostornine V_0 hidravličnega akumulatorja moramo izračunati največji primanjkljaj volumna HK med enim ciklusom delovanja HS. Največji primanjkljaj volumna HK je naveden v *preglednici 2* v stolpcu VII in znaša 27,3 L. V 1. fazi ciklusa ob dovedeni količini iz črpalke nastane višek 1,75 L, vendar ta količina ne more doseči v HA, ker je praviloma že poln do tlaka p_{MAX} . V nadaljnjem izvajanju gibov IK do konca ciklusa ne nastane več v nobeni fazi večji primanjkljaj od 27,3 L, kar je razvidno iz rezultatov v stolpcu VII *preglednice 2*.

V 10. fazi ciklusa, ko je premor, črpalka doda v HS 19,17 L, vendar vsa ta količina ne more vteči v HA, višek je 0,39 L, ki odteče preko varnostnega ventila v rezervoar (črpalka s konstantno iztislino), ali pa se, v našem primeru, nagibna plošča črpalke (skoraj – lekaža) izravna in ne dovaja več HK v sistem.

Računamo potrebno prostornino HA za razmere v HS po shemi (slika 2). Celotno potrebno prostornino V_0 izračunamo z uporabo enačbe (13). Na sliki 2 so podani sledeči parametri:

- ▶ p_{\max} (pri HA) = 350 bar; najvišji dopustni tlak za HA;
- ▶ p_{vv1} = 340 bar; tlak nastavitve varnostnega ventila za HA; ta tlak praviloma ni nikoli dosežen vso uporabno dobo HS (je samo »varnostna zaščita« HA);
- ▶ p_{vv2} = 330 bar; tlak nastavitve zunanega varnostnega ventila za črpalko; ta varnostni ventil ni nujen, je pa dodatna zaščita črpalke pred previsokim tlakom v primeru napake na tlačnem kompenzatorju (TK) črpalke;
- ▶ p_{TK} = 300 bar; tlak nastavitve varnostnega ventila (TK) v črpalki; to je najvišji obratovalni tlak črpalke – tlak, pri katerem se nagibna plošča črpalke (ali nagibni boben) skoraj izravna (lekaža) ali pa se črpalka razbremeni; v izračunu ta tlak označujemo s p_{MAX} .

Računali bomo za sledeče podatke 4 pomembnih mejnih tlakov delovanja HA:

- ▶ p_{MAX} = 300 bar; ta tlak je seveda glede na razmere na sliki 2 enak tlaku p_{TK} ;
- ▶ p_{ZG} = 270 bar; upoštevamo torej 10 % histereze krmiljenja črpalke;
- ▶ p_{SP} = 150 bar; spodnji delovni tlak, pri tem tlaku torej HS deluje še z nominalnimi silami in navori;
- ▶ p_0 = 110 bar; tlak predpolnitve je torej 73 % spodnjega delovnega tlaka, kar je normalno razmerje med tlakoma p_0 in p_{SP} (razlaga v [1]).

Glede na čase delovanja posameznih faz so eksponenti termodinamičnih preobrazb plina dušika v HA za obravnavani primer sledeči: $n_k = 1,4$, $n_{e1} = 1,0$ (histereza nad 3 minute) in $n_{e2} = 1,4$. Kompresija in ekspanzija 2 trajata v vsaki fazi izpod ene minute, zato $n = 1,4$.

Če navedene parametre vstavimo v enačbo (13), dobimo rezultat:

$$V_0 = 96,43 \text{ L}$$

Vgraditi moramo torej en 100-litrski HA ali dva po 50 L.

V nadaljevanju si na dveh primerih oglejmo, kako spremembe mejnih tlakov vplivajo na prostornine HA.

Primer 1

V industrijski praksi se npr. zgodi sprememba obremenitve v delovnem procesu stroja/postrojenja tako, da je spodnji delovni tlak potrebno zvišati:

$$p_{SP}: 150 \text{ bar} \Rightarrow 210 \text{ bar in s tem } p_0: 110 \text{ bar} \Rightarrow 160 \text{ bar;}$$

p_{ZG} in p_{MAX} ostaneta enaka kot v prejšnjem primeru. Izračun po enačbi (13) nam da rezultat:

$$V_0 = 195,78 \text{ L}$$

Zmanjšanje razlike med p_{ZG} in p_{SP} zahteva torej bistveno povečanje volumna HA.

Primer 2

Če za razmere, opisane v primeru 1, uporabimo črpalko in sistem, ki deluje brez histereze, velja:

$$p_{ZG} = p_{MAX} \text{ in } n_{e1} = n_{e2} = 1,4$$

V tem primeru nam izračun po enačbi (13) da rezultat

$$V_0 = 147,41 \text{ L}$$

Vpliv višine mejnih tlakov na prostornine HA je torej izredno velik.

Kadar pa imamo znano prostornino HA in želimo izračunati spremembo ΔV v času ekspanzije $p_{MAX} \rightarrow p_{ZG}$ (to je lahko tudi »histereza), pa uporabimo enačbo (15).

4 Zaključek

V hidravlične sisteme, ki delujejo ob izrazito neenakomerni porabi hidravlične kapljevine (HK) pod tlakom za opravljanje delovnih gibov izvršilnih komponent (hidravličnih cilindrov, hidromotorjev in zasučnih cilindrov), je skoraj nujno vgraditi enega ali več HA.

Prispevek podaja napotke, postopek in enačbe za izračun ustreznega celotnega volumna hidravličnega akumulatorja (HA) in tudi za izračun vmesnih volumnov, kot npr. »lekažni volumen«.

Dandanes so, razen redkih izjem, v vseh mobilnih in industrijskih hidravličnih sistemih (HS) vgrajene črpalke s spremenljivo iztislino. Krmiljene in/ali regulirane so na različne načine. Kljub njihovi zmožnosti prilagajanja ustreznega dotoka v HS je vgradnja HA nujna v tiste HS, pri katerih se potrebni pretoki v izvršilne komponente skokovito spreminjajo za velike vrednosti. Impulzivno in zelo pogosto delovanje pretočno-krmilnega mehanizma v črpalki skrajšuje njeno uporabno dobo. HA zelo ublaži sunkovitost škodljivega impulznega »odzivanja« črpalke.

Če je poraba HK v sistemu neenakomerna, vgrajena pa je črpalka (črpalke) s konstantno iztislino, je vgradnja HA nujna.

Vsekakor pri obravnavanih HS vgraditev HA pomeni uporabo manjših črpalk in šibkejših pogonskih motorjev zanje, kar pomeni znatno pridobitev kljub ceni vgradnje HA. Računski zgled v prispevku to potrjuje.

Viri

- [1] Majdič, F.: Ventil, letnik 27/2021, 3. junij; str. 188 . . . 193.
- [2] Majdič, F., Pezdirnik, J.: Interno gradivo LFT; rezultati meritev, raziskav, . . .
- [3] Findeisen, D., Findeisen, F.: ÖL HYDRAULIK, ISBN 3-540-54465-8, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 1994.

Mathematical Model to calculate the Volume of Hydraulic Accumulator

Abstract:

Hydraulic accumulators (HA) are installed in numerous HS mostly to add pressurized hydraulic liquid (HL) in HS to compensate the disproportionate consumption of some working hydraulic components (cylinders and hydraulic motors) during an operating cycle of a machine or production line. Such consumption is often present in large industrial systems of power-control hydraulics (PCH).

When designing such a HS, the required volume of HA (one or more) must be calculated. The project engineer needs basic practical knowledge in the field of HA. In the first part of this paper some equations depending on HA are derived and the final equation that allows calculating the volume of HA is presented. The second part of the paper deals with a computational example to determine the adequate volume of HA for three different situations involved a HS. It is presented as a hydraulic scheme. The HS consists of four working hydraulic components (three cylinders and a hydraulic motor), corresponding hydraulic valves and all other related components. The influence of different limiting pressures and the type of pump control on the required volume of HA is explicitly shown.

The subject of this and the previous paper gives a hydraulic designer appropriate knowledge to define suitable HA for a hydraulic system.

Keywords:

Power-control hydraulics (PCH), hydraulic system (HS), hydraulic accumulator (HA), hydraulic component, hydraulic liquid (HL), boundary pressures, equation.

LABORATORIJ ZA FLUIDNO TEHNIKO

Smo laboratorij z dolgoletno tradicijo na področju fluidne tehnike. Ukvarjamo se z oljno in tudi ekološko prijazno vodno pogonsko-krmilno hidravliko, pri tem pa uporabljamo sofisticirano in sodobno merilno in programsko opremo.

Obrnite se na nas, če potrebujete:

- razvoj in optimiranje hidravličnih komponent in naprav,
- izdelavo hidravličnih naprav,
- izboljšave in popravila hidravličnih strojev in naprav,
- izdelavo sodobnega krmilja za hidravlične stroje,
- industrijsko izobraževanje na področju fluidne tehnike,
- ekološke hidravlične naprave na pitno vodo,
- nudimo visokotlačne trajnostne teste,
- nudimo testiranje hidravličnih filtrov ter izdelavo sodobne filtrirne naprave, ...



Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Laboratorij za fluidno tehniko
Aškerčeva 6, 1000 Ljubljana
T: 01/4771115, 01/4771411
E: lft@fs.uni-lj.si
<http://lab.fs.uni-lj.si/lft/>

OGLAŠEVALCI

- | | | | |
|---|---------------|---|--------------------|
| ▶ AX Elektronika, d. o. o., Ljubljana | 271 | ▶ OPL AVTOMATIZACIJA, d. o. o, Trzin | 221, 274 |
| ▶ CELJSKI SEJEM, d. d., Celje | 233 | ▶ PARKER HANNIFIN (podružnica v N. M.), | |
| ▶ DOMEL, d. d., Železniki | 277 | Novo mesto | 221 |
| ▶ FESTO, d. o. o., Trzin | 221, 288 | ▶ POCLAIN HYDRAULICS, d. o. o, Žiri | 221, 222 |
| ▶ HENNLICH, d. o. o., Kranj | 276 | ▶ PODKRIŽNIK, d. o. o., Ljubno ob Savinji | 221 |
| ▶ ICM, d. o. o., Vojnik | 268, 270, 287 | ▶ PPT COMMERCE, d. o. o., Ljubljana | 221, 224 |
| ▶ INDMEDIA, d. o. o., Beograd, Srbija | 278 | ▶ PROFIDTP, d. o. o., Škofljica | 239, 261 |
| ▶ INOTEH, d. o. o., Bistrica ob Dravi | 273 | ▶ SLOVENSKO DRUŠTVO | |
| ▶ JAKŠA, d. o. o., Ljubljana | 239 | ZA TRIBOLOGIJU, Ljubljana | 280 |
| ▶ MIEL Elektronika, d. o. o., Velenje | 221 | ▶ STROJNISTVO.COM, Ljubljana | 269 |
| ▶ OLMA, d. o. o., Ljubljana | 275 | ▶ UL, Fakulteta za strojništvo .. | 235, 245, 253, 260 |
| ▶ OMEGA AIR, d. o. o., Ljubljana | 221, 285 | ▶ UM, Fakulteta za strojništvo | 286 |
| | | ▶ YASKAWA, d. o. o., Ribnica | 261 |