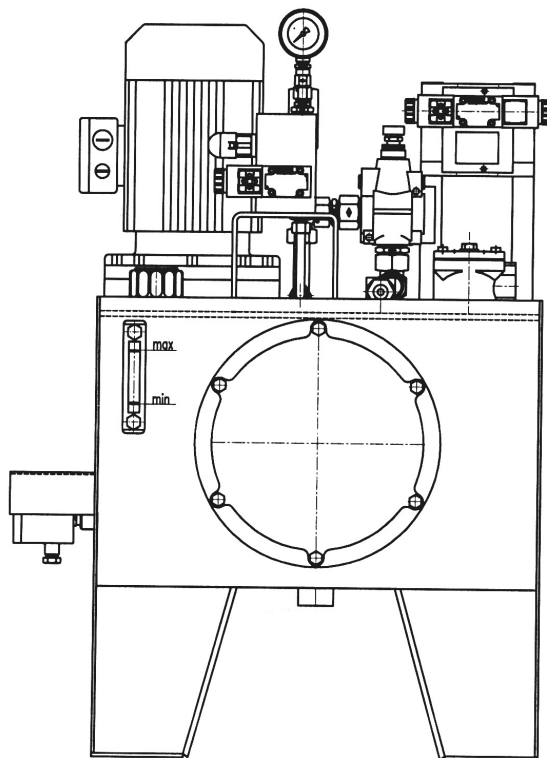


BUDAPESTI MŰSZAKI FŐISKOLA
BÁNKI DONÁT GÉPÉSZMÉRNÖKI FŐISKOLAI KAR

Fűrész Ferenc

IRÁNYÍTÁSTECHNIKA
(Hidraulikus elemek- és rendszerek)



BMF BGK 3012

Budapest, 2003

1. kiadás

Lektor: Dr. Harkay Gábor

Felelős kiadó: Dr. Palásti Kovács Béla a BMG BGK főigazgatója
Készült: A BMF nyomdájában
Műszaki vezető: Bélteky István
Munkaszám: BMF-BGK-3012
Terjedelem: 12 ív A/4

Tartalomjegyzék

1.	A hidraulikus energiaátvitel alapelve.	1
1.1	Az ideális rendszer alapegyenletei.	1
1.2	A hidraulikus rendszer veszteségei, üzemi hőmérséklete.	3
1.3	Munkafolyadékok.	8
1.3.1	Hidraulikaolajok.	9
1.3.2	Nehezen éghető munkafolyadékok.	15
2.	Energiaátalakítók.	16
2.1	Forgómozgású energiaátalakítók.	16
2.1.1	Működési elv, az ideális változatok egyenletei, jelleggörbéi.	16
2.1.2	A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői.	19
2.1.3	Szerkezeti kialakítások, konstrukciós változatok.	23
2.1.4	Üzemviteli kérdések.	26
2.1.4.1	Szivattyúk.	26
2.1.4.2	Hidromotorok.	27
2.2	Munkahengerek.	28
2.3	Határozott szögelfordulású motorok. Forgatók.	35
3.	Irányítóelemek.	36
3.1	Kapcsoló útváltók.	37
3.2	Nyomásirányítók.	44
3.2.1	Nyomáshatárolók.	45
3.2.2	Nyomáscsökkentők.	50
3.2.3	Nyomásrakapcsoló szelepek.	51
3.3	Áramirányítók.	52
3.3.1	Fojtók (fojtó- visszacsapószelepek).	53
3.3.2	Áramállandósítók.	55
3.3.2.1	Kétutú áramállandósító.	55
3.3.2.2	Háromutú áramállandósító.	58
3.3.3	Áramviszony-állandósítók.	59
4.	Zárószelepek.	61
5.	Hidroakkumulátorok.	64
6.	Kiegészítő elemek.	72
6.1	Szűrők, szűrés.	72
6.2	Hőcserélők, hűtés/fűtés.	75
6.3	Olajtartályok.	77
6.4	Jelátalakítók.	78
6.5	Csővezetékek, csővezetéki elemek.	79
7.	Hidraulikus rendszerek.	79
7.1	Nem fojtásos, állandó nyomású rendszerek.	82
7.2	Nem fojtásos, változó nyomású rendszerek.	82
7.2.1	Változtatható fajlagos munkatérfogató energiaátalakítókkal működő hajtások.	82

7.2.2	Teljesítmény-szabályozott szivattyúval működő rendszer.	85
7.2.3	Lépcsős teljesítmény-vezérelt szivattyúval (szivattyúcsoporttal) működő rendszer.	86
7.2.4	Gyorsjáratú kapcsolással ($V_g = \text{áll}$; $\varphi > 1$) működő rendszer.	88
7.3	Fojtással működő rendszerek.	90
7.3.1	Fojtással működő állandó nyomású rendszerek.	90
7.3.1.1	Állandó fajlagos munkatérfogató energiaátalakítók soros fojtással.	90
7.3.1.2	Nyomásszabályozott szivattyú soros fojtással.	94
7.3.1.3	Állandó fajlagos munkatérfogató energiaátalakítók és hidroakkumulátor soros fojtással.	96
7.3.2	Fojtással működő, nem állandó nyomású rendszerek.	97
7.3.2.1	Állandó fajlagos munkatérfogató energiaátalakítók párhuzamos fojtással vagy 3- utú áramállandósítóval.	97
7.3.2.2	Terhelésérzékeny (Load Sensing) vezérlésű rendszer.	98
8.	Körfolyamok alapfeladatai.	100
8.1	Szivattyúk üresjáratának biztosítása.	100
8.2	Vezérlőkörök olajellátása. Távvezérlés.	101
8.3	Több (diszkrét) nyomásérték kiválasztása.	102
9.	Tehertartó kapcsolások.	103
10.	Energiaátalakítók (munkahengerek/hidromotork) soros-, és párhuzamos kapcsolása. Fékezőkapcsolások.	105
11.	Mozgások szinkronizálása.	109
11.1	Álszinkronmozgatás.	109
11.2	Valódi szinkronmozgatás.	112
12.	Függelék.	114

Felhasznált irodalom:

1. Fűrész-Rostás: Automatizálás lapjai III. 1977. Főisk. jegyzet
2. Bärnkopf-Ezer-Kiss-Máté: Hidraulikus rendszerek tervezése MK. Bp. 1984
3. dr. Kröll: Szerszámgépek automatizálása I. TK. Bp. 1986
4. Fűrész-dr. Látrányi-dr. Zalka: hidraulikus rendszerek felépítése I; II BME MTI. 1984; 1985
5. Fűrész-dr. Hantos-Lugosi: Hidr. rendszerek elemei és üzemvitelük I; II BME MTI. 1986
6. Fűrész: Gépjármű-hidraulika. BMF jegyzet Bp. 2003.
7. Fűrész-Kiss: Hidrosztatikus rendszerek munkafolyadéka. Automatizálás 1988/1
8. Kiss-Fűrész: Munkahengerek stabilitása. Automatizálás 1985/2
9. Bosch-Rexroth: információs anyagok.

1. A HIDRAULIKUS ENERGIAÁTVITEL ALAPELVE

1.1 Az ideális rendszer alapegyenletei

A hidraulikus energiaátvitel azon alapszik, hogy egy körfolyamban áramló folyadékkal a körfolyam meghatározott részén mechanikai energiát (P_1) közölnek, majd a körfolyam egy másik, ugyancsak meghatározott részén ezt az energiát az átviteli veszteségekkel csökkentett mértékben visszanyerik (P_2).

Az energiaátviteli rendszer be-, ill. kimenetén tehát ellentétes értelmű energiaátalakítást végző elem (szivattyú / motor) van.

A folyamat alatt a tömegáram helyzeti-, mozgási-, nyomási-, és belső energiája egyaránt változik.



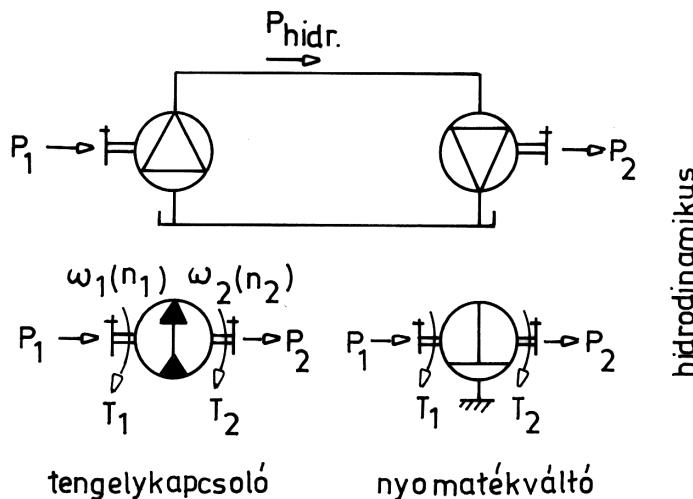
1.ábra

$$P_1 - P_2 = \rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 \left[\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho_1} + gH_1 + U_1 \right] - \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2 \left[\frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho_2} + gH_2 + U_2 \right]$$

A hidraulikus energiaátvitelnek két válfaja ismert, úgymint **hidrodinamikus** és **hidrosztatikus**.

Az előbbinél a mozgási-, az utóbbinál pedig a nyomási energia változása a meghatározó.

Csak a hidrosztatikus - a gyakorlati szóhasználat miatt a továbbiakban **hidraulikus** - energiaátvitellel foglalkozva, azt állandósult állapotban vizsgálva, a következő egyszerűsítések figyelembe vételével: $H_1 \sim H \sim H_2$; $v_1 \sim v \sim v_2$; $\rho_1 \sim \rho \sim \rho_2$; $A_1 \sim A \sim A_2$ a kiindulási egyenlet a következőképpen módosul:



2.ábra

$$P_1 - P_2 = A \cdot v (p_1 - p_2) + \rho \cdot A \cdot v (U_1 - U_2) = \frac{A \cdot s}{t} (p_1 - p_2) + q_m \cdot c (v_1 - v_2) = \frac{V}{t} (p_1 - p_2) + q_m \cdot c (v_1 - v_2) =$$

$$= q_v (p_1 - p_2) + q_m \cdot c (v_1 - v_2) = P_{\text{hidr.}} + P_{\text{veszt.}} \quad (1)$$

ahol

q_v	-	a térfogatáram	[m ³ /s]
q_m	-	a tömegáram	[kg/s]

p	-	a nyomás	[N/m ² =Pa]
c	-	a munkafolyadék fajhője	[J/kg°C]
v	-	a hőmérséklet	[°C]

Az egyenlet (1) első tagja a **hidraulikus-**, a második pedig a **veszteségteljesítmény**. A hidraulikus teljesítmény az időegységre vonatkoztatott térfogati munka, amely szükséges egyrészt, hogy a V közegetérter részére helyet teremtsenek egy nagyobb nyomású térben (motor) másrészt, hogy ezt a V térterfogató közeget egy kisebb nyomású térből egy nagyobb nyomású térbe szorítsák ki (szivattyú).

Az ideális hidraulikus rendszer ($P_v=0$) szükségképpen izotermikus ($v_1 = v_2$) is.

Ideális rendszert feltételezve a **mechanikai-**, és a **hidraulikai** teljesítmény összetevői között a következő alapegyenletek határozhatók meg:

- **lineáris** mozgás esetén:

$$q_v = A_D \cdot v \rightarrow v = \frac{q_v}{A_D} = f(q_v; A_D = \text{áll})$$

$$P_h = P_2$$

$$q_v \cdot p = F \cdot v$$

$$A_D \cdot v \cdot p = F \cdot v \rightarrow p = \frac{F}{A_D} = f(F; A_D = \text{áll})$$

- **forgó mozgás** esetén:

$$q_v = V_{g2} \cdot n_2 \rightarrow n_2 = \frac{q_v}{V_{g2}} = f(q_v; V_{g2} = \text{áll})$$

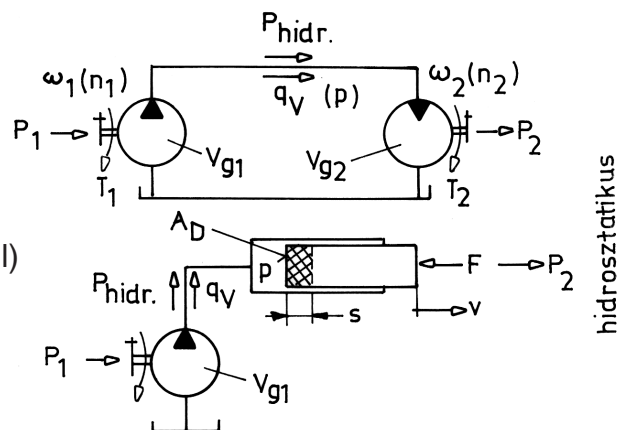
$$P_h = P_2 ; q_v \cdot p = T_2 \cdot \omega_2 ; V_{g2} \cdot n_2 \cdot p = T_2 \cdot 2\pi \cdot n_2 \rightarrow p = 2\pi \cdot \frac{T_2}{V_{g2}} = f(T_2; V_{g2} = \text{áll})$$

Megállapítható, hogy a mozgásjellemzőt ($v; n$) a térfogatáram ($A_D = \text{áll}; V_g = \text{áll}$) határozza meg. Azt pedig, hogy egy hidraulikus rendszerben adott pillanatban mekkora nyomás uralkodik mindig a külső mechanikai terhelés ($F; T$) határozza ($A_D = \text{áll}; V_g = \text{áll}$) meg.

Visszatérve a térfogati munkához - $W = p \cdot V$ - a teljesítmény :

$$P = \frac{d}{dt} W = \frac{d}{dt} \cdot V \cdot p = \frac{dV}{dt} \cdot p + V \cdot \frac{dp}{dt} = q_v \cdot p + V \cdot \frac{dp}{dt}$$

Tehát a hidraulikai teljesítmény **állandósult** esetben a térfogatáramnak és a nyomásnak a szorzata.



3. ábra

1.2 A hidraulikus rendszer veszteségei, üzemi hőmérséklete

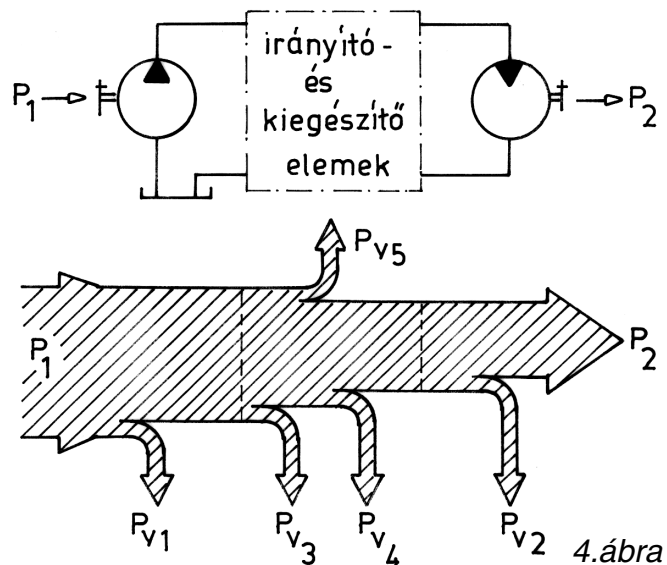
A hidraulikus rendszerekben a teljesítmény - átvitel csak veszteségek árán valósítható meg. A veszteségek - a hidraulikai teljesítmény két összetevőjének megfelelően - két csoportba sorolhatók, úgymint:

- térfogati veszteségek, amelyek a tömítetlenségeken elszivárgó részáramban (q_{VR}) nyilvánulnak meg,
- mechanikai / hidraulikai veszteségek, amelyek a mechanikai, és/vagy a folyadék-súrlódás következtében jelentkeznek.

A térfogati veszteségek a térfogatáramot s ezen keresztül a mozgásjellemzőt, a mechanikai/hidraulikai veszteségek pedig a rendszerben fellépő nyomást folyásolják be.

A keletkezési helyük szempontjából a rendszer veszteségei három csoportba sorolhatók:

- a rendszer elemeinek (energiaátalakítók, irányítóelemek) veszteségei,
- vezetéki (vezetési) veszteségek,
- szándékolt (rendszer technikai) veszteségek.



Az energiaátalakítók (szivattyúk/hidromotorok) veszteségei a vonatkozó kagylódiagramokból kiolvasható összhatásfokokkal vehetők figyelembe:

$$P_{v1} = (1 - \eta_{\delta 1}) P_1 \quad ; \quad P_{v2} = \left[\frac{1}{\eta_{\delta 2}} - 1 \right] P_2$$

A hidraulikus munkahengerek veszteségei pedig az ugyancsak megadott mechanikai hatásfokkal.

Az irányító elemek az átfolyási ellenállás és a szükségszerű illesztési hézagok miatt nyomásvesztéssel és részárammal terheltek. Ezek a veszteségek ugyancsak szerepelnek a gyártóművi katalógusokban:

$$P_{v3} = p \cdot \Sigma q_{VR} \quad ; \quad P_{v4} = q_v \cdot \Sigma \Delta p$$

A vezetéki/vezetési veszteségek az áramvonal két pontjára felírható veszteséges Bernoulli - egyenletből határozhatók meg, amely stacionárius áramlás esetén a következő:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + \rho g H_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \rho g H_2 + \Sigma \Delta p$$

Az esetek jelentős részénél a szintkülönbségtől ($H_1 \sim H_2$) és a sebességváltozástól ($v_1 \sim v_2$) is el lehet tekinteni, tehát:

$$\Sigma \Delta p = p_1 - p_2$$

A csőkötető - elemekkel és szerelvényekkel ellátott csővezeték eredő nyomásvesztése a következő összefüggés alapján számítható:

$$\Sigma \Delta p = \frac{\rho}{2} v^2 \left[\frac{\Sigma l}{d} \lambda + \Sigma \xi \right]$$

ahol

$$v \text{ az átlagsebesség a vezetékben: } v = \frac{q_v}{A_{\phi d}}$$

l, d a csőszakasz hossza és belső átmérője,

ξ a helyi ellenállások veszteségtényezője,

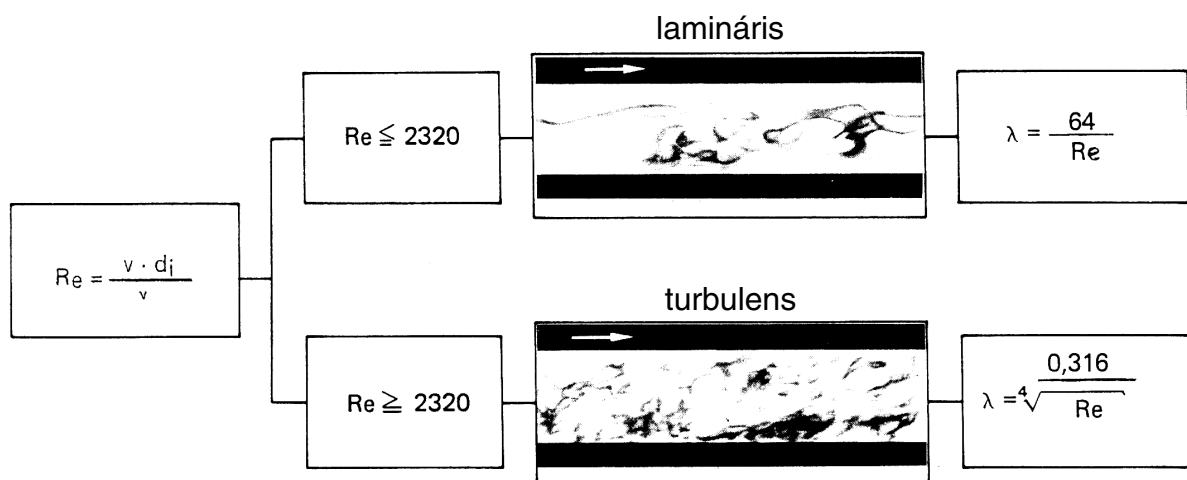
λ a csőszakasz csősúrlódási tényezője: $\lambda = f(R_e)$

A Reynolds - szám: $R_e = \frac{v \cdot d}{\nu}$

ahol ν - a munkafolyadék kinematikai viszkozitása.

Az áramlásra jellemző R_e - szám kritikus értéke (2320) alapján az áramlás **laminárisnak**, vagy **turbulensnek** tekinthető.

A csősúrlódási tényező pedig:



5.ábra

Meg kell jegyezni, hogy a turbulens áramlási tartományban a csősúrlódási tényező a R_e - szám mellett függvénye a csőfal $\left(\frac{r}{k}\right)$ relatív érdességének is.

A hidraulikus rendszerekben alkalmazott csövek érdességi mérőszámai a következők:

		k (mm)
- acélcső	húzott	0,01 - 0,05
	hengerelt	0,05 - 0,15
- gumitömlő		0,03 - 0,05

A nyomóági csövek névleges átmérőjének a megválasztásánál irányadó értékül azt kell figyelembe venni, hogy a csővezeték teljes nyomásvesztése ne haladja meg az üzemi nyomás 5 %-át. Különös figyelmet kell fordítani a szívóági csövek méretezésére a kavitációs veszély miatt.

A szándékolt (rendszertechnikai) veszteségek a fojtásos rendszerek veszteségei (ld. később).

A veszteségek hatására az átvitt teljesítmény csökken, a rendszer összhatásfoka:

$$\eta_{\delta} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - \Sigma P_v}{P_1} = 1 - \frac{\Sigma P_v}{P_1} < 1 !$$

ahol

P_1 - a rendszerbe bevitt mechanikai teljesítmény

P_2 - a rendszerből kivett mechanikai teljesítmény

A $\Sigma P_v = (1 - \eta_{\delta}) P_1$ veszteségi teljesítmény hővé alakul, amely mindenek előtt a munkafolyadékot melegíti, és növekvő hőmérsékletet eredményez. Minthogy az üzemi hőmérséklet befolyásolja a munkafolyadék élettartamát, viszkozitását, kenőképességét, ezért annak előzetes műszaki becslése nem hanyagolható el.

Ez különösen az állandó üzemű ($Bi = 100\%$) rendszereknél fontos, ahol feltétlenül biztosítani kell, hogy az üzemi hőmérséklet elfogadható határokon belül maradjon. Szakaszos üzemű ($Bi < 100\%$) berendezéseknél pedig a melegedési folyamat vizsgálata a túlzott óvatosságból eredő gazdasági károkat előzheti meg. A melegedési folyamat analitikus vizsgálatához fel kell írni a hidraulikus rendszer hőmérlegét:

$$W_1 - W_2 = W$$

A rendszerbe dt idő alatt bevitt hőmennyiség (W_1) a teljesítményvesztések alapján (a kívülről történő hőhatás kizárásával, pl. sugárzó hő melegüzemi berendezéseknél):

$$W_1 = \Sigma P_v \cdot dt = (1 - \eta_{\delta}) \cdot P_1 \cdot dt$$

A rendszer által a környezetnek átadott hőmennyiség (W_2) pedig:

$$W_2 = k \cdot A (v - v_k) \cdot dt$$

A hőátadásban a környezettel érintkező felülete (A) révén a rendszer minden eleme részt vesz.

A rendszerben maradó hőmennyiség:

$W = \Sigma(mc)dv$ mindenképp előtte a munkafolyadékot, valamint a szerkezeti részeket melegíti.

A kifejtett egyenlettagokat visszahelyettesítve a hőmérlegbe az, az

$$(1-\eta_{\delta}) P_1 \cdot dt - k \cdot A (v - v_k) dt = \Sigma(mc)dv$$

alakot vesz fel. Osztvá az egyenlet mindkét oldalát $k \cdot A \cdot dt$ - vel, majd rendezve, a következő differenciálegyenlet adódik:

$$\frac{\Sigma(mc)}{k \cdot A} \cdot \frac{dv}{dt} + v = \frac{1}{k \cdot A} (1-\eta_{\delta}) P_1 + v_k$$

ahol

- $\Sigma(mc)$ a rendszer hőkapacitása [J/°C]
- k a hő átszármaztatási tényező [J/m²°C·s]
- A a rendszer hőátadás szempontjából aktív felülete [m²]

Az időállandó - $T = \frac{\Sigma(mc)}{k \cdot A}$ - és az átviteli tényező - $A_w = \frac{1}{k \cdot A}$ - bevezetésével a dif-

ferenciálegyenlet a következő alakot vesz fel:

$$T \frac{dv}{dt} + v = A_w (1-\eta_{\delta}) P_1 + v_k$$

A megoldása egységugrás bemenet esetén:

$$v=f(t) = A_w (1-\eta_{\delta}) P_1 \left[1 - e^{-\frac{1}{T}t} \right] + v_k$$

Feltéve, hogy a rendszer hőmérséklete a bekapcsolás pillanatában (t=0) megegyezik a környezeti hőmérséklettel ($v = v_k$) írható:

$$\Delta v = v - v_k = A_w (1-\eta_{\delta}) P_1 \left[1 - e^{-\frac{1}{T}t} \right]$$

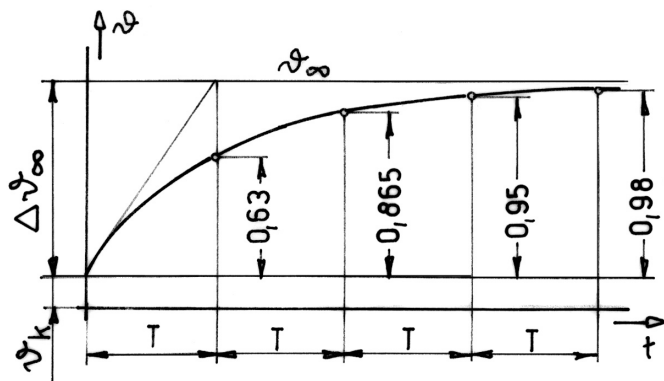
Ebből az állandósult állapotban, un. üzemi hőmérséklet (v_{∞}) matematikailag a $t \rightarrow \infty$ -hez határátmenettel adódik, azaz:

$$\Delta v_{\infty} = v_{\infty} - v_k = A_w (1 - \eta_{\delta}) P_1$$

Az un. relatív hőmérséklet - növekedés pedig:

$\frac{\Delta v}{\Delta v_\infty} = f(t) = 1 - e^{-\frac{1}{T}t}$ átmeneti függvényt adja.

t	$\frac{\Delta v}{\Delta v_\infty} = 1 - e^{-\frac{1}{T}t}$	$\frac{\Delta v}{\Delta v_\infty} = e^{-\frac{1}{T}t}$
1T	0,63	0,368
2T	0,865	0,135
3T	0,95	0,0498
4T	0,98	0,0183
5T	0,99	0,0067



6. ábra

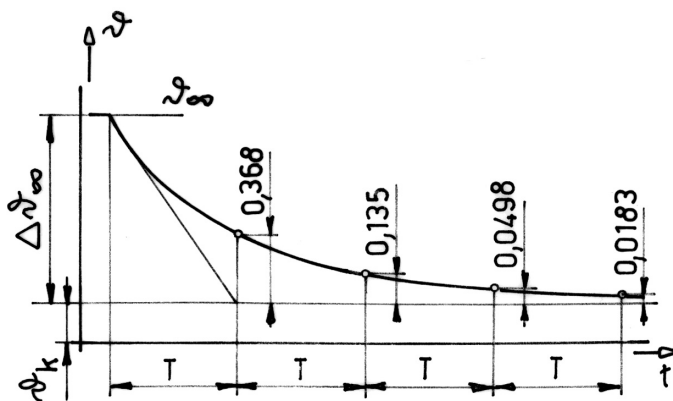
Ennek időbeli lefolyása csak az időállandótól (T) függ. S mint látható, a bekapcsolást követően $t = 4T$ idő elteltével gyakorlatilag beáll az állandósult állapotbeli üzemi hőmérséklet.

A kikapcsolást követően a rendszer fűtése megszűnik ($W_1=0$), de minthogy annak hőmérséklete nagyobb a környezeti hőmérsékletnél, hűlési folyamat indul meg.

A hűlési folyamat relatív hőmérsékletváltozása a $\frac{\Delta v}{\Delta v_\infty} = e^{-\frac{1}{T}t}$

exponenciális függvény szerinti. Ennek időbeli lefolyása is csak az időállandótól függ.

Az ismertetett összefüggések segítségével a veszteségi teljesítmények ismeretében meghatározhatók a hidraulikus rendszer melegedési/hűlési átmeneti függvényei. A számítások pontosságát nagymértékben befolyásolja az



7. ábra

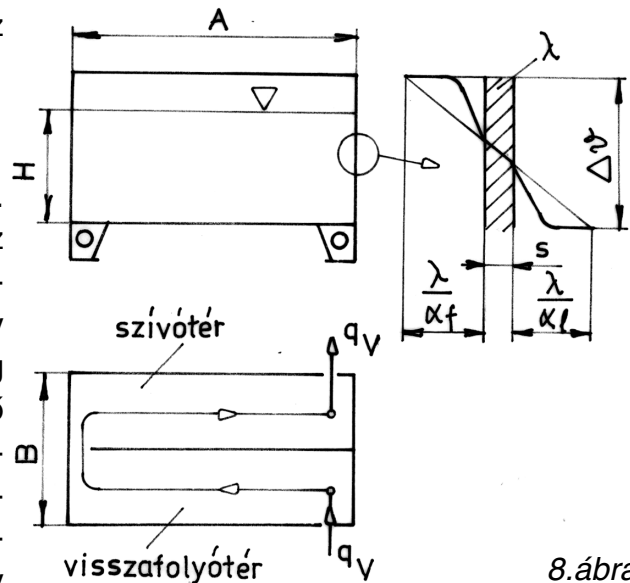
- aktív hőátadó felület (A),
- a hőátzármaztatási tényező (k), és a
- hőkapacitás $\Sigma(mc)$ értékének pontossága.

Az aktív **hőátadó felület** pontos meghatározása gyakorlatilag lehetetlen. Ezért, ellenőrző számításoknál hőátadó felületként csak az olajtartálynak azokat a felületeit veszik számításba, melyekkel a munkafolyadék érintkezik. A többi, egyébként meglévő hőátadó felület elhanyagolása a számítások eredményeképpen a valóságosnál természetesen nagyobb üzemi hőmérsékletet ad. Hasonló a bizonytalanság a **hőátzármaztatási tényezővel** (k) is.

Az (s) falvastagságú olajtartály esetén az

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_f} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_l}$$

összefüggés alapján határozható meg. Itt azonban egyértelműen csak az anyagjellemzők (s, λ) ismertek. A hőátadási tényezők (α) értéke, túl azon, hogy anyagjellemzők, nagymértékben függ attól is, hogy a hőátadásban résztvevő közegek (munkafolyadék, levegő) milyen áramlást végeznek a felületek mentén. Az intenzív áramlás növeli a hőátadási tényezőt, ezért az olajtartály



8. ábra

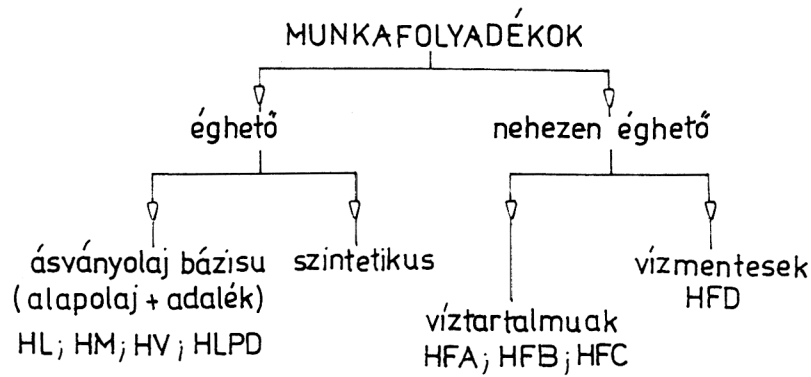
kialakításával - szívó és visszafolyóágak célszerű elhelyezésével - kell biztosítani a munkafolyadék áramlását a tartály belső fala mentén. Gondoskodni kell továbbá arról, hogy a környezeti levegő akadálytalanul körülholyhassa az olajtartály külső felületét. A levegő oldali hőátadási viszonyok nagymértékben javíthatók mesterséges légáramlattal. Gyakorlati számításoknál szabadon körüláramolt, zárt térben levő olajtartály esetén a $k = 0,012 \text{ [kW/m}^2\text{°C]} = 12 \text{ [W/m}^2\text{°C]} = 12 \text{ [J/m}^2\text{°C} \cdot \text{s]}$ értékkel vehető figyelembe. Összehasonlításként egy hőcserélőnél ez az érték: $k = 0,5 \div 0,7 \text{ [kW/m}^2\text{°C]}$. A szokásos munkafolyadék és levegő hőmérsékletet alapul véve (60°C, ill. 30°C) megadható egy, az olajtartály hőátadó felületegységére vonatkoztatott specifikus hőátadás is: $P = 0,36 \text{ [kW/m}^2\text{]}$

Az elmondottakon kívül nehézséget okoz még a rendszer **hőkapacitásának** a meghatározása is. Minthogy a fémrészek hőkapacitása, csak mintegy fele - ötöde az azonos tömegű munkafolyadék hőkapacitásának, ezért a gyakorlati számításoknál elegendő csak az olajtartályban lévő munkafolyadék hőkapacitását figyelembe venni. Amennyiben a rendszer termikus egyensúlya természetes hőcserével nem biztosítható, úgy hőcserélőt kell alkalmazni (ld. később).

Az üzemi hőmérséklet ismeretében a gyártóművi előírások figyelembe vételével kell **munkafolyadékot** választani.

1.3 Munkafolyadékok

A hidraulikus rendszerekben alkalmazott különböző fajtájú munkafolyadékok összetételeik és tulajdonságaik alapján többféleképpen csoportosíthatók. Általánosan elfogadott a gyúlékonysági jellemzők szerinti felosztás. Az éghető munkafolyadékok közül az adalékolt ásványolaj bázisúakat gyakorlati szóhasználattal **hidraulikaolajok** gyűjtőnévvel illetik, s ezek alkalmazása a legáltalánosabb.



1.3.1 Hidraulikaolajok

A hidraulikaolajokat nemzetközileg az üzemi igénybevételi körülményekhez igazított összetételük, adagolási szintjük alapján osztályozzák.

Jelölés ISO (DIN)	Igénybevételi körülmény	Adalékolás
HH (H)	Különleges követelmény nincs.	Adalékolatlan ásványolaj finomítvány
HL (HL)	Közepes mechanikai és termikus igénybevétel.	HH olaj oxidáció és korróziógátlóval
HM (HLP)	Nagy mechanikai és termikus igénybevétel.	HL olaj kopáscsökkentővel
HV	Nagy mechanikai és termikus igénybevétel. Nagy környezeti hőmérséklet ingadozás.	HM olaj viszkozitási index növelővel
(HLPD)	Nagy mechanikai és termikus igénybevétel. Víz és szilárd szennyeződés (por) jelenléte.	HM olaj detergens diszpergens adalékkal

Az igénybevételi körülményekhez igazodva nyomásterhelés (nyomástűrés) szempontjából öt fokozatot különböztetnek meg:

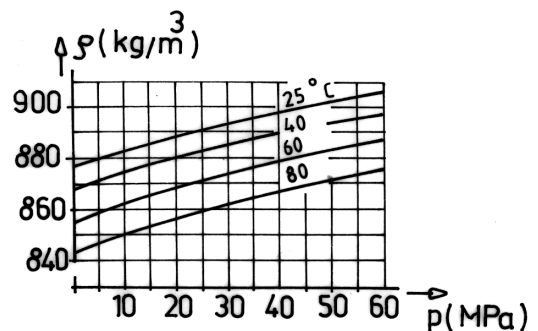
Nyomásfokozat	Nyomás (bar)
0	80 ÷ 125
1	125 ÷ 200
2	200 ÷ 250
3	250 ÷ 320
4	>320

ISO viszkozitási osztály	Kinematikai viszkozitás 40°C-on (mm ² /s)		
	min.	közéért	max.
ISO VG 10	9	10	11
ISO VG 15	13,5	15	16,5
ISO VG 22	19,8	22	24,2
ISO VG 32	28,8	32	35,2
ISO VG 46	41,2	46	50,6
ISO VG 68	61,2	68	74,8
ISO VG 100	90	100	110
ISO VG 150	135	150	165

A maximális nyomás mindig ezen értékek 1,25 - szöröse. A hidraulikaolajok viszkozitás szerinti besorolása az ismert ISO viszkozitás osztályozás (VG - viscosity grade) alapján történik, amely a 40°C hőmérséklethez tartozó közepes kinematikai viszkozitással (cSt = mm²/s) jellemzi azokat.

A felhasználás és alkalmazás szempontjából a hidraulikaolajok legfontosabb jellemzői a következők:

- sűrűség
- összenyomhatóság (rugalmasság)
- viszkozitás
- szennyezettség
- élettartam (öregedés)

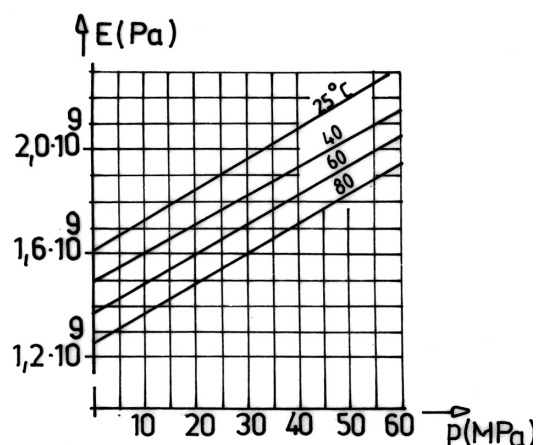


9.ábra

Sűrűség: A hidraulikaolajok sűrűsége a nyomásnak és a hőmérsékletnek is függvénye. Változását az ábra jelleggörbéi mutatják.

Összenyomhatóság: az összenyomhatósági tényező (β), valamint a reciprokaként értelmezett térfogati rugalmassági modulus (E) anyagjellemző és egyaránt függvénye a nyomásnak és a hőmérsékletnek. Változását gáztartalom nélküli esetre a 10. ábra jelleggörbéi mutatják. A valóságban valamennyi hidraulikaolaj tartalmaz bizonyos mennyiségű elnyelt gázt (levegőt). A Bunsen - koefficiens:

$$V_{\text{lev}} = 0,09 \cdot V_{\text{olaj}} \frac{p_1}{p_2} \text{ (cm}^3\text{)}$$

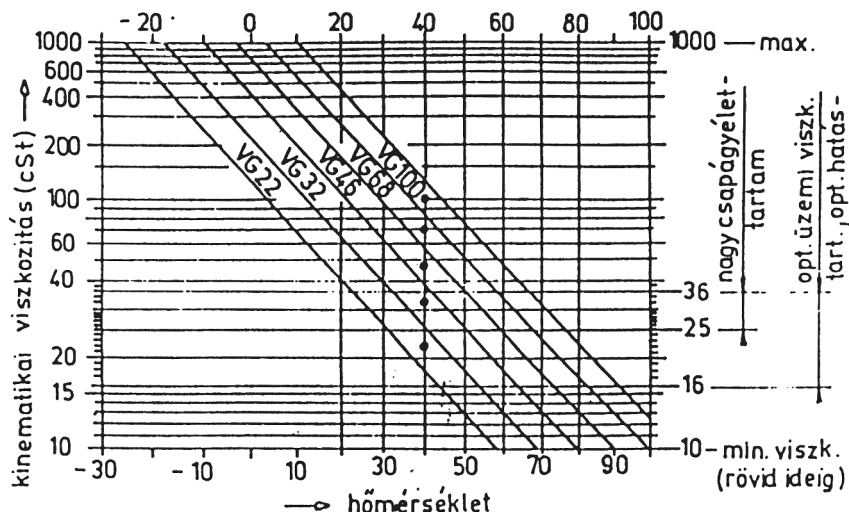


10.ábra

- V_{lev} - az olajban oldott levegő [cm³]
- V_{olaj} - az olaj térfogata [cm³]
- p_2 - végnyomás (bar)
- p_1 - kiindulási nyomás (bar)

A nyomásnövekedés hatására a levegőbuborékok az olajban "oldódnak" s csökken a folyadék/ gázkeverék rugalmassági modulusa. A levegő az olajba kerülve, annak a felületén habot képezhet, ami a kenést rontja, a tömítőképességet pedig csökkenti. Ezért a fellépése, amennyiben a keletkezett hab rövid időn (perceken) belül nem "esik össze", káros. A hidraulikaolajok térfogatállóságát azonban elsősorban az elnyelt levegő és nem a felületi hab nagysága befolyásolja. A levegő bejutását a szívóvezeték gondos tömítésével meg kell akadályozni, a már bekerült légtartalom kiválását légtelenítéssel és az olajtartály megfelelő kialakításával (pihentetés, légviválóztató szűrők) kell elősegíteni.

Viszkozitás: a hidraulikaolaj belső súrlódását jellemző viszkozitás abszolút és relatív egységekben egyaránt megadható. Az abszolút egységekben megadott viszkozitás (dinamikai, kinematikai) műszaki számításokra alkalmas. A hidraulikaolajok viszko-



11. ábra

zítása a hőmérsékletnek és a nyomásnak egyaránt függvénye. A hidraulikus rendszerek esetében a hőmérséklet - függés a fontosabb. Ennek jellemzésére két fő mértékszámot alkalmaznak:

- viszkozitási index (VI)
- viszkozitási hányados (VH)

A gyakorlatban leginkább a viszkozitási index használatos. Kis viszkozitási indexűek azok a hidraulikaolajok, amelyeknek a viszkozitása viszonylag nagymértékben, nagy viszkozitási indexűek pedig azok, amelyek viszkozitása kevésbé változik a hőmérséklet változásával. Azok a hidraulikus rendszerek, amelyek széles hőmérséklettartományban (pl. szabadban) üzemelnek, jóval 100 feletti viszkozitási indexű, speciális hidraulikaolajat igényelnek.

A dinamikai viszkozitás nyomásfüggését a következő tapasztalati összefüggéssel írják le:

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{kp}$$

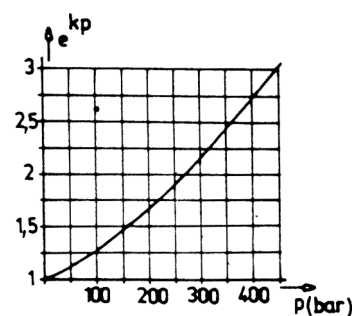
ahol

η_0 - a környezeti nyomáson mért viszkozitás

p - a nyomás [bar]

k - a nyomásfüggési kitevő.

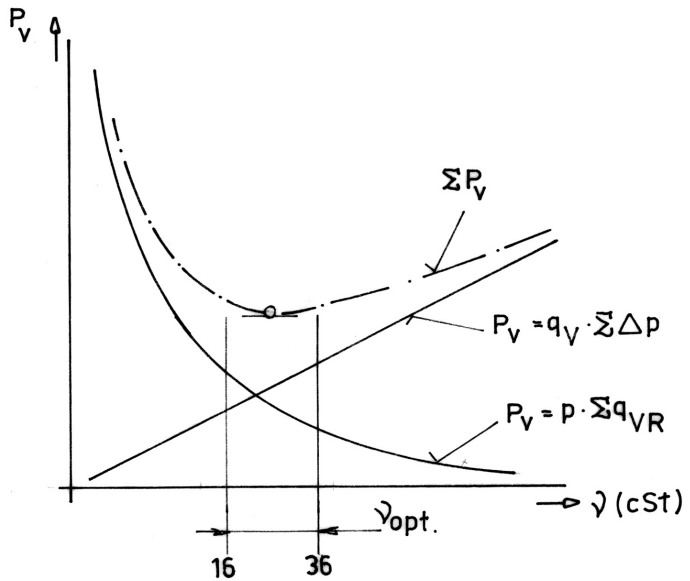
p (bar)	η (°C)	k (1/bar)
0 - 70	0 - 85	$2,8 \cdot 10^{-3}$
70 - 350		$2,65 \cdot 10^{-3}$
350 - 700		$2,5 \cdot 10^{-3}$



12. ábra

Az ábra alapján látható, hogy 260 [bar] nyomásnál a viszkozitás megduplázódik. Az üzemi hőmérséklet ismeretében a viszkozitási osztály (VG) kiválasztásánál figyelembe kell venni, hogy a növekvő viszkozitás a nyomásvesztést növeli és a résvesztést, pedig csökkenti. A veszteségi teljesítmény minimumhoz tartozó optimális viszkozitás tartomány: 16-36 (cSt).

Szennyezettség: nagyon fontos jellemzője a hidraulikaolajoknak. Minősítésüket szennyezettségi osztályba sorolással szokták megadni. Az egyik leggyakrabban használt ilyen besorolás a NAS 1638 szerinti, amely megadja 100 (ml) hidraulikaolajban levő szennyező-részecskék maximális számát részecskeméretenként. A túlságosan szennyezett hidraulikaolaj - annak ellenére, hogy egyéb jellemzői megfelelőek - a hidraulikus rendszer gyors elhasználódását, súlyosabb esetekben

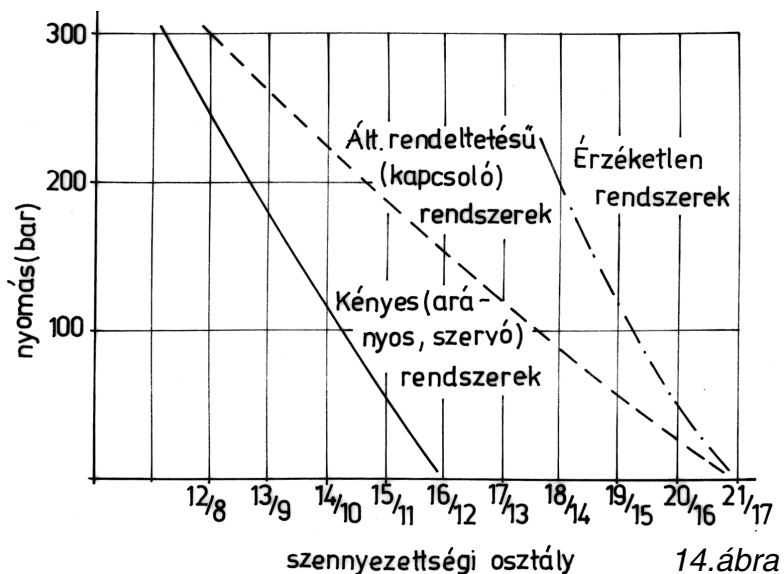


13. ábra

100ml hidraulikaolajban megengedett szennyező részecskék száma NAS 1638 szerint														
Részecskeméret µm	Szennyezettségi osztályok													
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Részecskeszám x 10 ³													
5-15	0,125	0,250	0,5	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024
15-25	0,022	0,044	0,089	0,178	0,356	0,712	1,425	2,85	5,7	11,4	22,8	45,6	91,2	182,4
25-50	0,004	0,008	0,016	0,032	0,063	0,126	0,253	0,506	1,012	2,025	4,05	8,1	16,2	32,4
50-100	0,001	0,002	0,003	0,006	0,011	0,022	0,045	0,090	0,18	0,36	0,72	1,44	2,88	5,76
> 100	0	0	0,001	0,001	0,002	0,004	0,008	0,016	0,032	0,064	0,128	0,256	0,512	1,024

váratlan meghibásodását, ill. tönkremenetelét okozza. A választott/ választható szennyezettségi osztályt a hidraulikus rendszer elemeinek igényessége is meghatározza (14. ábra). A nagyon fontos szűrésről a későbbi fejezetekben lesz szó.

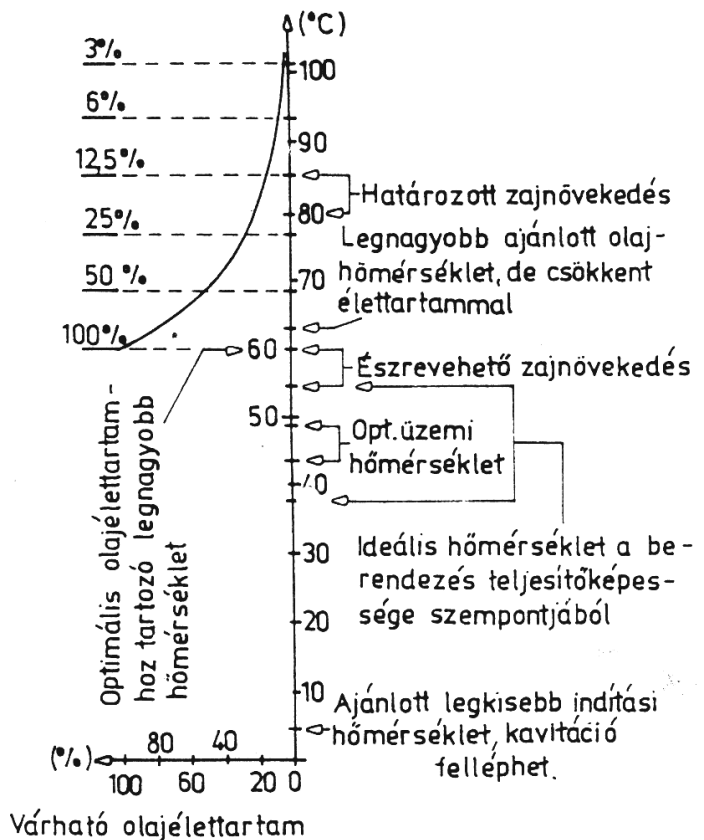
Élettartam (öregedés): a hidraulikaolajoknál elvárt tulajdonság, hogy a csereidőn belül, normális üzemi körülmények mellett, kémiai összetétele csak a megengedett mértékben változzon, vagyis jó oxidációállósággal, vízelválasztó képességgel és deumulgeáló hatással rendelkeznek. Az olaj élettartamát az üzemi hőmérséklet, az érintkező fémek katalitikus hatása,



14. ábra

a szennyeződések, a levegővel való érintkezés intenzitása, a víz jelenléte, stb. befolyásolja. A növekvő hőmérséklettel a nem kívánatos kémiai reakciók, valamint az oxidáció sebessége növekszik, s az élettartam rohamosan csökken.

A 15. ábra példaként mutatja a várható olajélettartam alakulását az üzemi hőmérséklet függvényében HLP adalékolású olajoknál. Az oxidáció előrehaladása a nemkívánatos kiváláson túlmenően a hidraulikaolaj kémiai tulajdonságaiban is súlyos változásokat idéz elő, túlnyomórészt a savasság irányában. Az oxidáció hatása ezen túlmenően, a kémiai összetételtől függően, általában a csökkenő viszkozitás-



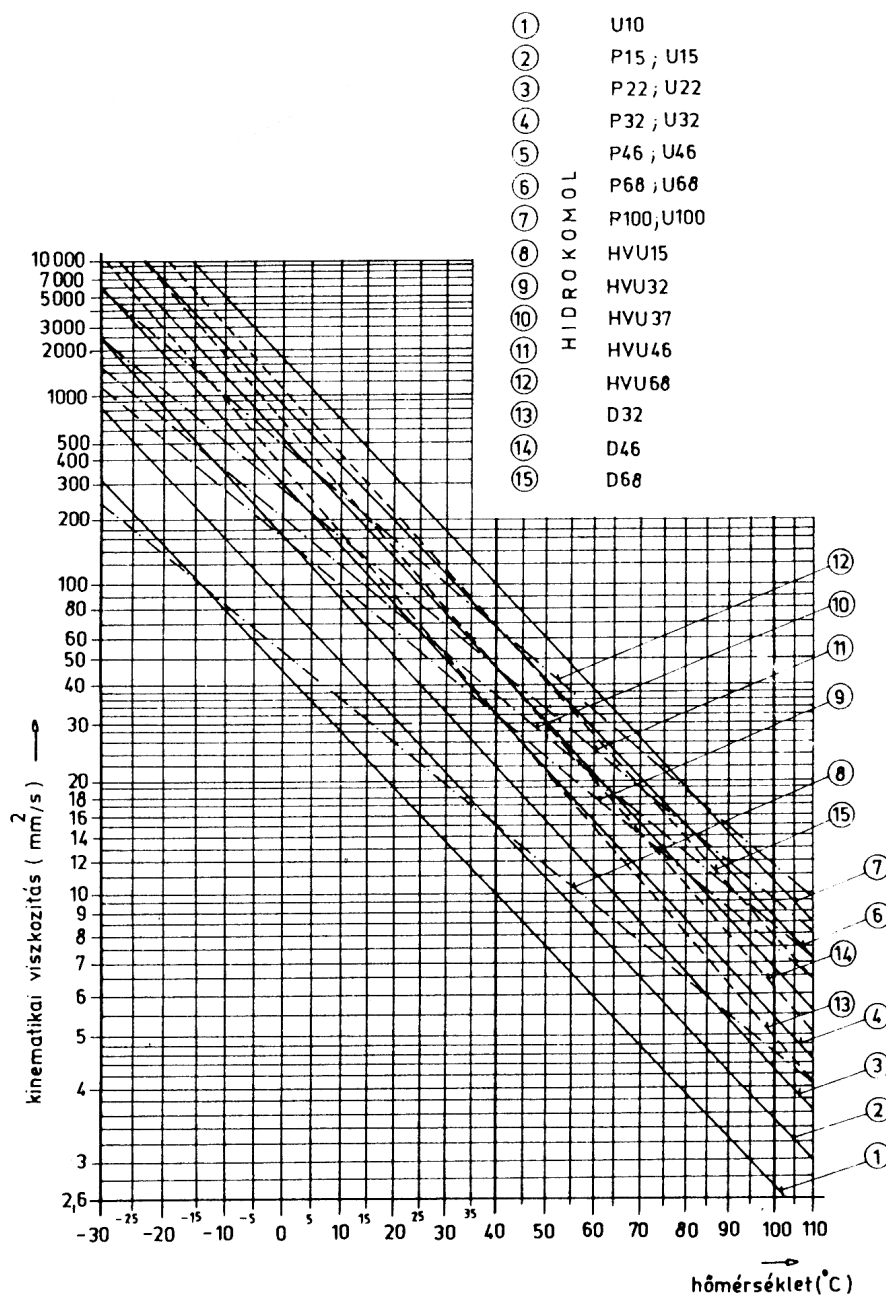
15. ábra

ban is megnyilvánul. Ugyancsak csökkenő viszkozitást eredményez a vízfelvétel is, amely többnyire - durva üzemeltetési hibától eltekintve - kondenzáció következménye. A hidraulikaolajok állapotának jellemzésére használják, az ún. semlegesítési számot, amely megadja, hogy hány mgr káliumhidroxid (KOH) szükséges 1gr savas folyadék semlegesítéséhez. Napjaink hidraulikaolajai erősen adalékoltak, s ezek savszáma már használatlan állapotban is 1,0 mgr KOH/gr feletti érték. Az olajcsere idejét tehát ezeknél az olajoknál nem lehet a korábbi gyakorlatnak megfelelően csak a nagy savszám alapján meghatározni, e célból a savszám használat közbeni változását kell figyelni a többi jellemző (viszkozitás csökkenés, mechanikai szennyeződés, víz, korrózió, szulfáthamu, stb) változásával összefüggésben. Célszerű ezért, betöltésnél az alkalmazott hidraulikaolajból átlagmintát venni, s ennek jellemző értékeit jegyzőkönyvben rögzíteni. Üzem közbeni ellenőrzésnél a mintát mindig folyadékáramból kell venni, s ellenőrizni kell a savszámot, a viszkozitást, a mechanikai szennyezettséget és a víztartalmat. Ha a savszám a használatlan értékhez viszonyítva 50%-al emelkedik, vagy a viszkozitás (azonos paraméterek mellett) egy osztálynyit (pl: VG 32 → VG 22) csökken, akkor a hidraulikaolaj cseréje szorul. A ma használatos korszerű hidraulikaolajok csereideje megfelelő üzemviteli körülmények között legalább **6000 üzemóra**. A különböző típusú hidraulikaolajokat elegyíteni a minőségromlás miatt nem ajánlatos.

Magyar hidraulikaolajok:

A nemzetközileg elfogadott igénybevételi követelményeket kielégítő hazai hidraulikaolajok választéka a következő:

Jelölés ISO (DIN)	Megnevezés	ISO viszkozitási osztály	Megengedhető nyomás(bar), szűrési finomság(μm)	
			<320	>320
HM (HLP)	Hidrokomol P	P-15;22;32;46;68;100	<320	5 - 10
	Hidrokomol U	U-10;15;22;32;46;68;100	>320	<5
HV	Hidrokomol HVU	HVU-15;32;37;46;68	>320	<5
(HLPD)	Hidrokomol D	D-32;46;68	<320	5-10



16.ábra

Alkalmazási területek:

Hidrokomol P: előnyösen alkalmazhatók olyan rendszerekben, ahol nagy a termikus és a mechanikai igénybevétel és a fellépő vegyes súrlódás miatt megnövelt élettartamú és kopáscsökkentő hatású olaj alkalmazása előírt. Nem alkalmazhatók ezüsttel bevont, vagy ezüst alkatrészeket tartalmazó rendszereknél.

Hidrokomol U: alkalmazhatók tartósan magas, 100°C-ot meg nem haladó üzemi olajhőmérsékleteknél, vagy rövid idejű helyi túlmelegedés esetén 100°C felett is. Jól szűrhető tulajdonságokkal rendelkezik kis mennyiségű víz jelenlétében is.

Hidrokomol HVU: az U sorozat kedvező tulajdonságai mellett a nagy viszkozitási indexe szélsőséges környezeti hőmérséklettartományú üzemvitelre teszi alkalmassá.

Hidrokomol D: a HLP - szint követelményeinek kielégítése mellett előnyös detergáló és diszpergáló tulajdonságokkal rendelkeznek. Az üzemvitel során az olajba kerülő szilárd szennyeződések és a vizet finoman eloszlatott formában tartják. Előnyösen alkalmazhatók, ahol vízbázisú hűtő/kenőanyagot használnak, továbbá poros körülmények között üzemelő rendszereknél (öntödék, mobilgépek).

Az utóbbi időben nálunk is megjelentek a **környezetbarát** (bió) munkafolyadékok, melyek növényolaj bázisúak és adalékoltak. A környezetbe jutva lebomlanak, ezért előnyösen alkalmazhatók a mobilgépek hidraulikus rendszereinél.

1.3.2 Nehezen éghető munkafolyadékok

Jellemzők	HFA	HFB	HFC	HFD
Öngyulladási hőmérséklet	nem lehetséges	1000 °C alatt a víz elpárolgása után	1000 °C alatt a víz elpárolgása után röviddel	593 °C
Víztartalom (súly%)	kb. 80	kb. 40	35 - 55	0 - 0,1
pH-érték	7,5 - 9	%	7,5 - 11	%
Lehetséges üzemi hőmérséklet (°C)	2 - 55	2 - 60	-30 - 65	-20 - 150
Kenőképeség	kielégítő	közepes - jó	jó	kitűnő
Korrózióvédelem	kielégítő	jó	jó	kiváló
Tömítés anyaga	normál	normál	normál	viton
összeférhetőség	jó	jó	kiváló	közepes
Sűrűség 15 °C-on (kg/m ³)	~ 990	950	1040 - 1090	1150 - 1450
Fajhő (J/kg · °C)	~ 4,186 · 10 ³	~ 3,35 · 10 ³	~ 3,3 · 10 ³	(1,17 - 1,38) · 10 ³
Hőátadási tényező (J/s · m ² · °C)	~ 0,63	~ 0,52	~ 0,31 (50% H ₂ O)	~ 0,115
Telített gőz - 50 °C-on nyomás (bar) 80 °C-on	0,16 0,5	0,16 0,5	0,16 0,5	< 10 ⁻⁵
Rugalmassági mod. (Pa)	10 · 10 ⁹	1,25 · 10 ⁹	1,25 · 10 ⁹	(1,25 - 2,5) · 10 ⁹
Ellenőrzési szükségesség	pH érték vízkeménység mikroorganizmusok	viszkozitás viztartalom emulziókarakter	viszkozitás viztartalom pH érték	viszkozitás viztartalom közömbösítési szám

Ezeket a munkafolyadékokat minden esetben ott alkalmazzák, ahol biztonsági okokból az ásványolaj bázisúak nem használhatók, vagy az alkalmazásukból jelentős költségmegtakarítás származik. Általános jellemzőjük, hogy használatuknál a szokványos ásványolaj bázisú munkafolyadékú üzemre tervezett hidraulikus elemek élettartama jelentősen lecsökken. A hidraulikus rendszerek tervezésénél, üzemeltetésénél ennek különös figyelmet kell szentelni, s a gyártó előírásait messzemenően figyelembe kell venni.

2. ENERGIAÁTALAKÍTÓK

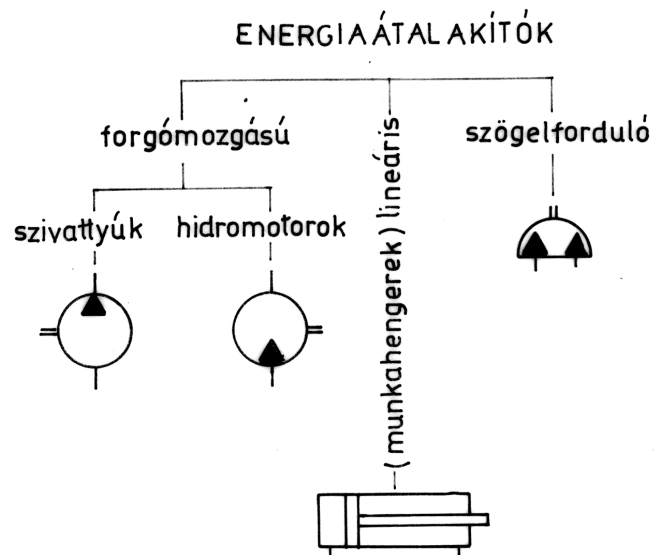
Az energiaátviteli rendszer be-, ill. kimenetén ellentétes értelmű energiaátalakítást végző elem (szivattyú/motor) van. A szivattyú a bevezetett mechanikai energia felhasználásával nyomás alatti folyadékáramot, azaz hidraulikai energiát szolgáltat. A motorok ezen energia hasznosításával mechanikai energiát szolgáltatnak. Attól függően, hogy a mechanikai energia leadása milyen mozgásfajttal párosul a motorok, lehetnek:

- hidromotorok
- munkahengerek
- határozott/korlátozott szögelfordulású motorok (un. forgatók)

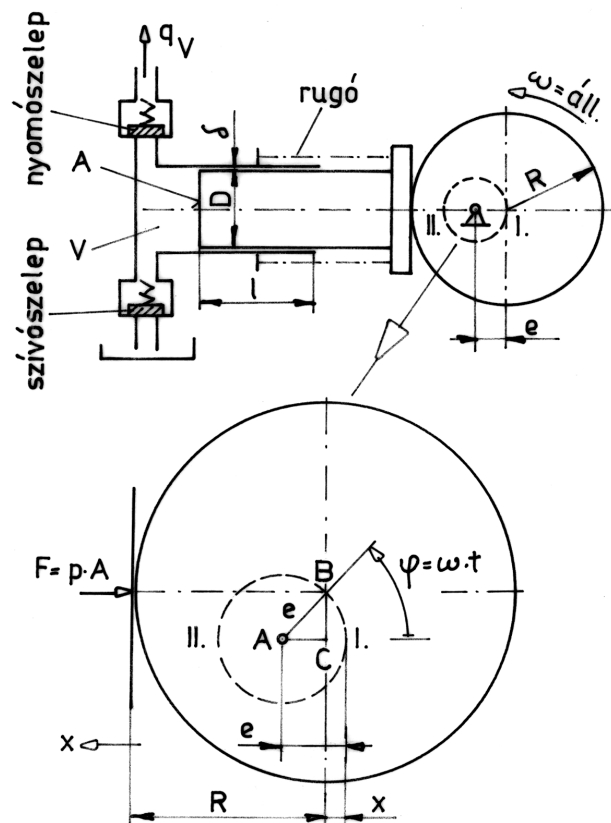
2.1 Forgómozgású energiaátalakítók

2.1.1 Működési elv, az ideális változatok egyenletei, jelleggörbéi

A forgómozgású energiaátalakítók a térfogatkiszorítás elvén működő ún. "volumetrikus" szivattyúk/hidromotorok. A működési elv. a 18. ábrán látható - Schlösser féle - modell alapján általánosítható: azaz minden térfogatkiszorítás elvén működő szivattyú/hidromotor, működése közben



17.ábra



18.ábra

periódikusan változó körülhatárolt térrel rendelkezik. Ez a periódikusan változó tér szerkezetileg megvalósítható egy "helyen" - dugattyús rendszerűek -, ill. különválasztva is - fogaskerekes, lapátos rendszerűek - .

Az előbbi esetben szeleprendszer, vezérlőtükör, stb., az utóbbi esetben pedig egy tömítő gátrendszer választja el egymástól a különböző nyomású tereket. A szivattyú ideális "hozama", ill. a hidromotor "nyelése" az excenter mozgástörvényének figyelembe vételével határozható meg.

A dugattyú pillanatnyi:

- elmozdulása: $x = e - e \cdot \cos\varphi = e (1 - \cos\varphi) = e (1 - \cos\omega t)$

- sebessége: $\dot{x} = \frac{d}{dt} \cdot x = e \cdot \omega \cdot \sin\omega t = e \cdot \omega \cdot \sin\varphi$

- a pillanatnyi elméleti térfogatáram pedig: $q_v = A \cdot \dot{x} = A \cdot e \cdot \omega \cdot \sin\varphi = f(\varphi)$

A kapott összefüggés a 19. ábrán látható.

A folyamatosabb működést biztosító két dugattyús változat jellemzői a 20. ábra szerinti.

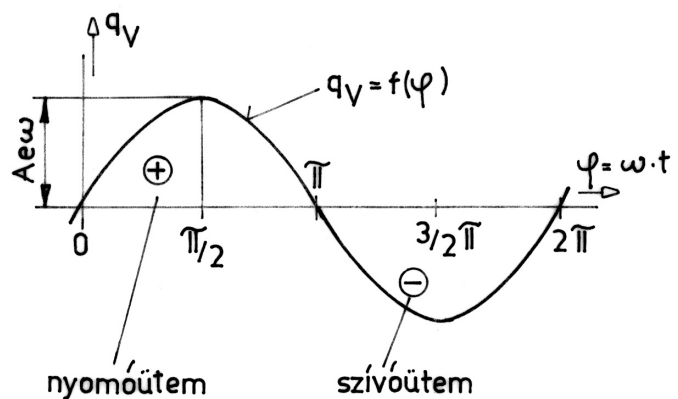
$$q_v = A \cdot e \cdot \omega |\sin\varphi|$$

A további következtetések levonása előtt, felírva a szivattyú hajtásához szükséges, ill. a hidromotor által leadott nyomaték pillanatnyi értékét (eltekintve a sűrűlási-, a rugó - és a tömegerő hatásától):

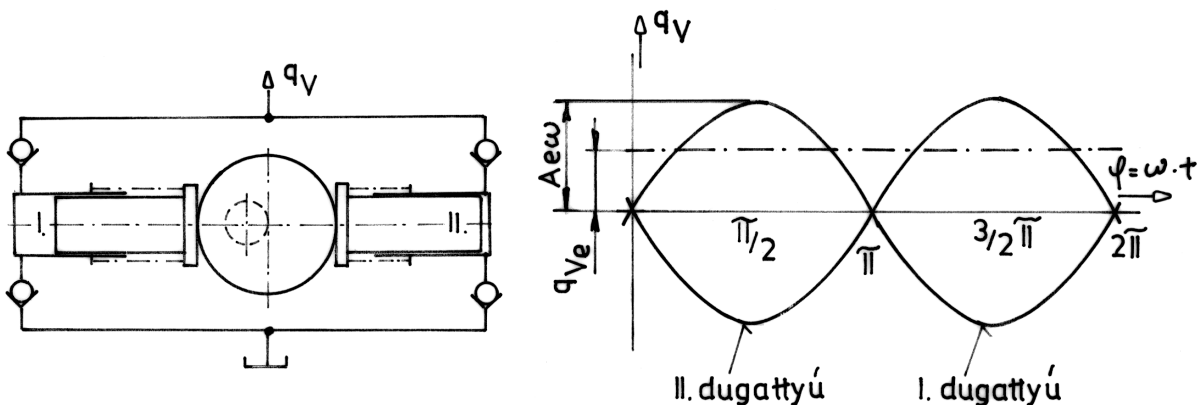
$$T = F \cdot \overline{BC} = p \cdot A \cdot e \cdot \sin\varphi = f(\varphi)$$

Illetve két dugattyú esetén:

$$T = p \cdot A \cdot e |\sin\varphi|$$



19. ábra



20. ábra

A térfogatáram és nyomaték egyenleteket összehasonlítva látható, hogy azok azonos lefolyású görbéket adnak. A pillanatnyi értékekből az elméleti átlagos értékek területkiegénylítéssel, azaz matematikailag integrál - középértékkel határozhatók meg.

Az elméleti átlagos térfogatáram:

$$q_{Ve} = \frac{2Ae\omega}{2\pi} \int_0^{\pi} \sin\varphi d\varphi = \frac{4Ae\omega}{2\pi} = V_g \cdot n \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (2)$$

ahol

$V_g = 4 \cdot A \cdot e$ az energiaátalakító fajlagos-, azaz egy fordulathoz tartozó munkatér fogata [m³]

$n = \frac{\omega}{2\pi}$ az energiaátalakító fordulatszáma [1/s]

A nyomaték pedig:

$$T_e = \frac{2Aep}{2\pi} \int_0^{\pi} \sin\varphi d\varphi = \frac{4Aep}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \text{ [Nm]} \quad (3)$$

ahol

p - a nyomás [Pa = N/m²]

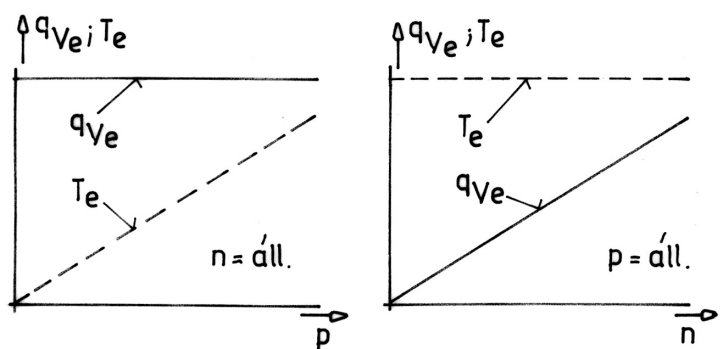
Az egyenleteknek megfelelő elméleti jelleggörbék a 21. ábrán láthatók.

Az egyenletek (2); (3) alapján megállapítható, hogy az ideális energiaátalakítókat mind a térfogatáram, mind a nyomaték szempontjából azok **fajlagos munkatér fogata** (V_g) egyértelműen jellemzi. Mindkét jellemző értéke üzemi paramétertől függ, a térfogatáramé a fordulatszámtól, a nyomatéké pedig a nyomástól.

Állandó fordulatszám mellett, mind a pillanatnyi térfogatáram, mind a pillanatnyi nyomaték pulzáló.

A pulzáció mértékét jellemző egyenlőtlenégi fok:

$$\delta_{I_{q_v}} (\%) = \frac{q_{V_{\max}} - q_{V_{\min}}}{q_{Ve}} \cdot 100 \quad ; \quad \delta_{I_T} (\%) = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_e} \cdot 100$$

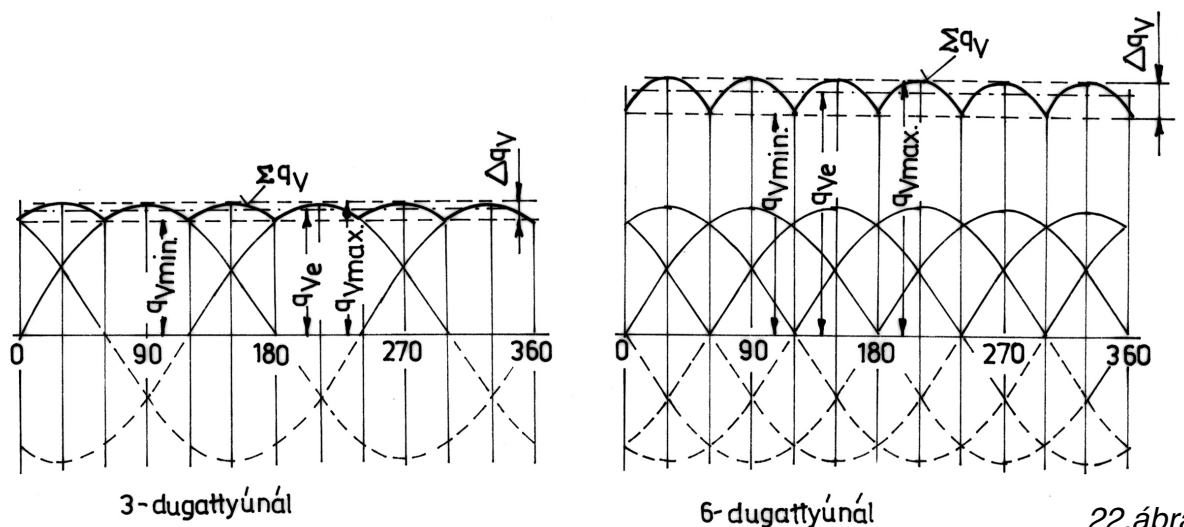


21. ábra

Két dugattyús változat esetén:

$$\delta_{|q_v} (\%) = \frac{Ae\omega - 0}{\frac{4Ae\omega}{2\pi}} \cdot 100 = \frac{\pi}{2} \cdot 100 = 157$$

A kiszorító elemek számának növelésével a fajlagos munkatér fogat (V_g) nő, az egyenlőtlenségi fok (δ) pedig csökken.



fogaskerékes energiaátalakítóknál

fogsám	10	15	20
δ	0,21	0,13	0,1

dugattyús-és lapátos energiaátalakítóknál

dugattyú-szám	3	4	5	6	7	8	9	10	11
δ	0,13	0,33	0,05	0,15	0,03	0,08	0,02	0,05	0,01

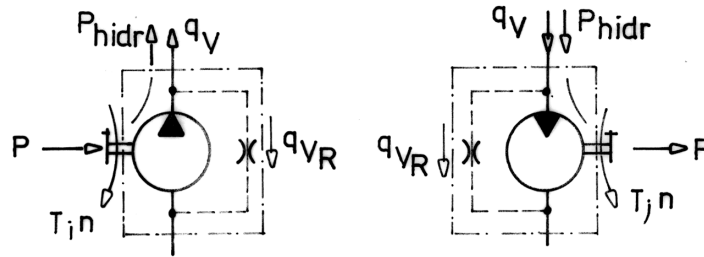
A pulzáció következtében a hidraulikus rendszert állandó gerjesztés éri, amely nyomáslengést generál. Ezt csökkentendő a forgómozgású energiaátalakítók minden esetben páratlan számú kiszorító elemet tartalmaznak (ld. táblázat).

2.1.2 A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

A szivattyúk/hidromotorok továbbra is közösen tárgyalhatók/tárgyalandók, hiszen mindkettőnél ugyanazon jellegű veszteségek jelentkeznek, de az ellentétes értelmű energiaátalakításnak megfelelően ellenkező előjellel.

A tényleges **térfogatáram** egyenlete:

$$q_v = q_{ve} \pm q_{VR} - q_{Vszívási} \quad (4)$$



23. ábra

ahol

q_{Ve} - az elméleti átlagos térfogatáram

q_{VR} - a résáram

$q_{Vszívási}$ - szívási veszteség, amely nem sajátja a szivattyúnak csak a helytelen üzemvitel következménye.

A negatív előjel a szivattyúra, a pozitív pedig a hidromotorra vonatkozik.

A résáram a 18. ábrát és annak jelöléseit alapul véve:

$$q_{VR} = \frac{D \cdot \pi \cdot \delta^3}{12l \cdot \rho \cdot \nu} \cdot p = \frac{D \cdot \pi \cdot \delta^3}{12l} \cdot \frac{p}{\rho \cdot \nu} = K_R \cdot V_g \cdot \frac{p}{\rho \cdot \nu} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

ahol

D - a dugattyú átmérője [m]

δ - a radiális illesztési hézag [m]

l - a rés hossza [m]

ρ - a munkafolyadék sűrűsége [kg/m³]

ν - a munkafolyadék kinematikai viszkozitása [m²/s]

p - a nyomás [N/m²]

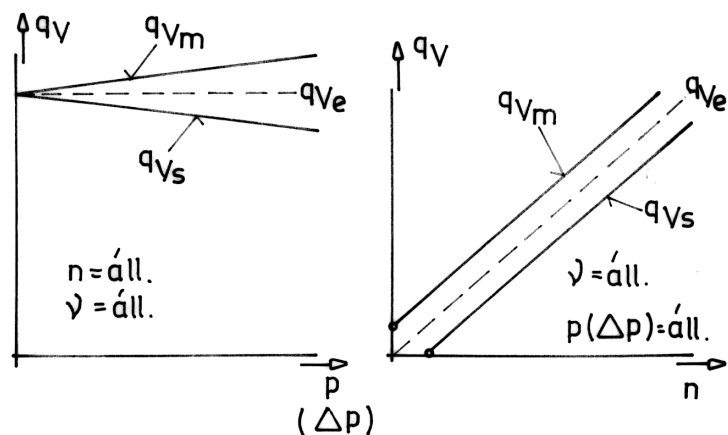
K_R - résvesztési állandó

Visszatérve a (4) egyenlethez:

$$q_V = q_{Ve} \pm q_{VR} = V_g \cdot n \pm K_R \cdot V_g \cdot \frac{p}{\rho \cdot \nu} = f(p; n; \rho = \text{áll}; \nu = \text{áll})$$

q_{Vs} - a szivattyú folyadékhozama

q_{Vm} - a hidromotor folyadéknyelése

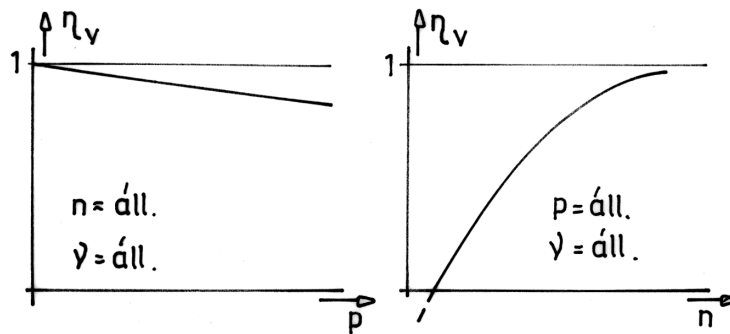


24. ábra

A térfogati veszteségek jellemzésére a volumetrikus hatásfokot használják:

- szivattyúnál (25. ábra):

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_{ve}} = f(p; n; \rho = \text{áll}; \nu = \text{áll}) < 1$$



25. ábra

- hidromotornál:

$$\eta_v = \frac{q_{ve}}{q_v} = f(p; n; \rho = \text{áll}; \nu = \text{áll}) < 1$$

A tényleges **nyomaték** egyenlete: $T = T_e \pm T_m \pm T_f$ (6)

ahol

$$T_m = K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \quad \text{a mechanikai súrlódásból származó veszteségnyomaték}$$

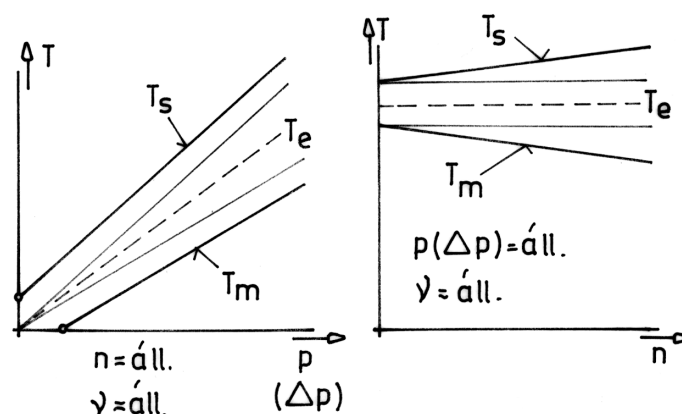
$$T_f = K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot \nu \cdot n \quad \text{a folyadékviskozitásból származó veszteségnyomaték}$$

$K_m; K_f$ veszteségnyomatéki állandók.

A pozitív előjel a szivattyúra, a negatív előjel pedig a hidromotorra vonatkozik.

Visszatérve a (6) egyenlethez:

$$T = \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \pm K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \pm K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot \nu \cdot n = f(p; n; \rho = \text{áll}; \nu = \text{áll})$$



26. ábra

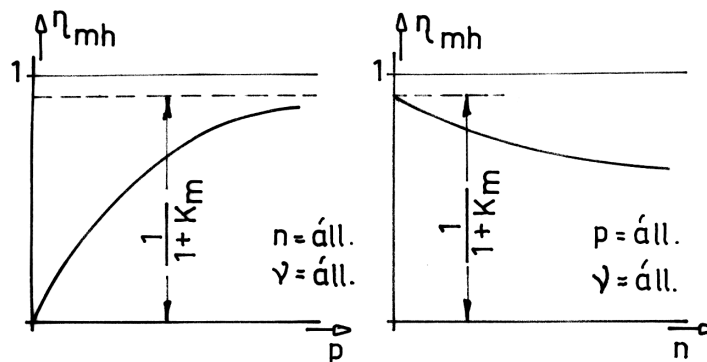
T_s - a szivattyú nyomatékigénye

T_m - a hidromotor által leadott
nyomaték

A nyomaték veszteségek jellemzésére az összevont mechanikai/ hidraulikai hatásfokot használják:

- szivattyúnál (27. ábra):

$$\eta_{mh} = \frac{T}{T_e} = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll}) < 1$$



27. ábra

- hidromotornál:

$$\eta_{mh} = \frac{T_e}{T} = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll}) < 1$$

A teljesítmények pedig:

- szivattyúnál:

a hasznosítható hidraulikai teljesítmény:

$$P_h = q_v \cdot p = p(q_{ve} - q_{VR}) = p \left(V_g \cdot n - K_R \cdot V_g \frac{p}{\rho \cdot v} \right) = V_g \cdot n \cdot p - K_R \cdot V_g \frac{p^2}{\rho \cdot v} = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$

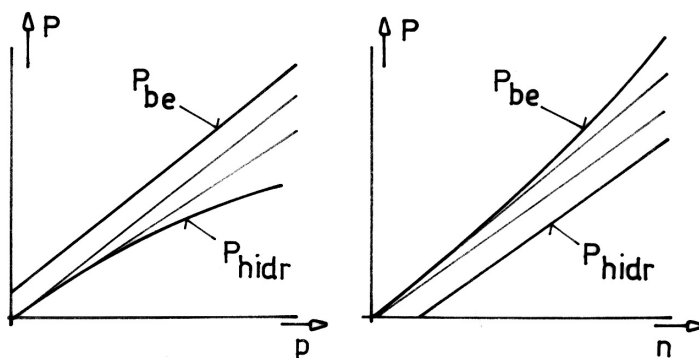
a felvett, mechanikai teljesítmény:

$$P_{be} = T \cdot \omega = T \cdot 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot n [T_e + T_m + T_f] = 2\pi \cdot n \left[\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p + K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p + K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n \right] =$$

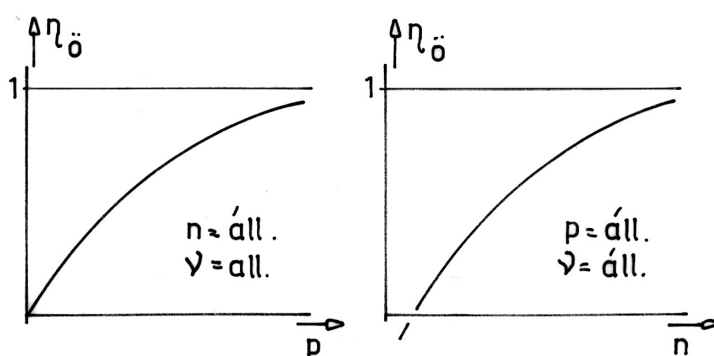
$$= V_g \cdot n \cdot p + K_m \cdot V_g \cdot n \cdot p + 2\pi \cdot K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n^2 = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$

az összhatásfok pedig:

$$\eta_{\text{ö}} = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{q_v \cdot p}{T \cdot 2\pi n} = \frac{\eta_v \cdot q_{ve} \cdot p}{\frac{T_e}{\eta_{mh}} \cdot 2\pi n} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{q_{ve} \cdot p}{T_e \cdot 2\pi n} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{V_g \cdot n \cdot p}{\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \cdot 2\pi n} = \eta_v \cdot \eta_{mh} < 1$$



28. ábra



29. ábra

- hidromotornál:

a leadott, mechanikai teljesítmény:

$$P_{ki} = T \cdot 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot n [T_e - T_m - T_f] = 2\pi \cdot n \left[\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p - K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p - K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n \right] =$$

$$= V_g \cdot n \cdot p - K_m \cdot V_g \cdot n \cdot p - 2\pi \cdot K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n^2 = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$

A bevezetett, hidraulikai teljesítmény:

$$P_h = q_V \cdot p$$

az összehatásfok pedig:

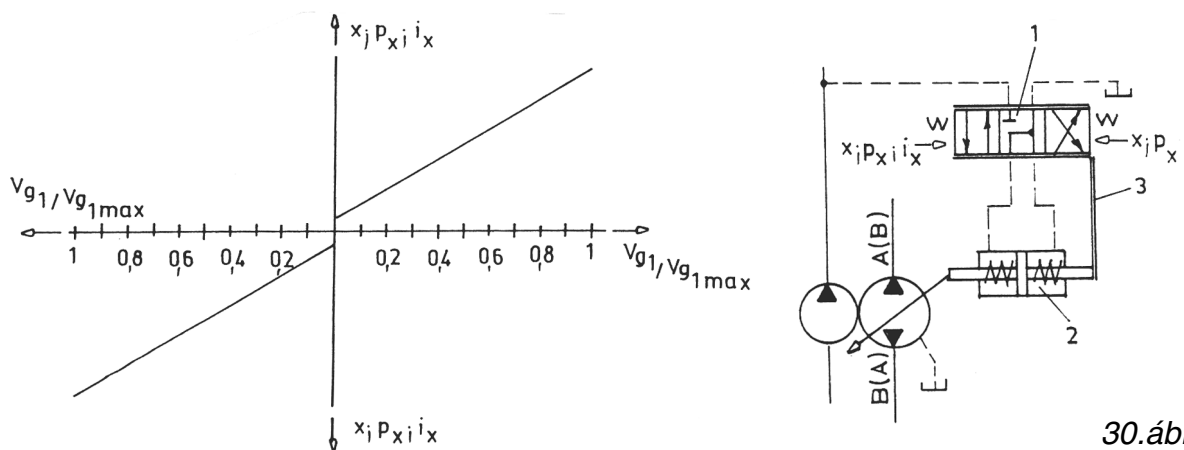
$$\eta_{\text{ö}} = \frac{P_{ki}}{P_h} = \frac{T \cdot 2\pi n}{q_V \cdot p} = \frac{\eta_{mh} \cdot T_e \cdot 2\pi \cdot n}{\frac{q_{Ve}}{\eta_v} \cdot p} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{T_e \cdot 2\pi n}{q_{Ve} \cdot p} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \cdot 2\pi n}{V_g \cdot n \cdot p} = \eta_v \cdot \eta_{mh} < 1$$

2.1.3 Szerkezeti kialakítások, konstrukciós változatok

A forgómozgású energiaátalakítók állandó-, ill. változtatható, vagy változó fajlagos munkatérfogatók lehetnek.

Típus	SZIVATTYÚ			HIDROMOTOR		
	$V_g = \text{áll.}$	$V_g \neq \text{áll.}$		$V_g = \text{áll.}$	$V_g \neq \text{áll.}$	
		változtatható	változó		változtatható	változó
Csavarorsós	+					
Fogaskerekes fogazatú külső belső	+			+		
	+			+		
Lapátos	+		+			
Radiáldugattyús	+	+	+	+		
Axiáldugattyús	+	+	+	+	+	+

A **változtatható** fajlagos munkatérfogatú változat azt jelenti, hogy annak nagysága két diszkrét értéke között a külső jellel - mechanikus-, hidraulikus - avagy villamos - arányosan változtatható.



30.ábra

A kibillentés a hidromotoroknál csak egy-, a szivattyúknál pedig mindkét irányú lehet. A **változó** fajlagos munkatérfogatúaknál annak pillanatnyi értékét a hidraulikus rendszer megfelelő paramétere (nyomás-, és/vagy térfogatáram) határozza meg.

A szivattyúknál a három legfontosabb változat:

- nyomásszabályozott (egyszeres nyomás visszacsatolással)
- nyomás és térfogatáram szabályozott esetenkénti teljesítmény korláttal (kétszeres nyomás visszacsatolással)
- teljesítmény szabályozott.

Megjegyzés: a részletekről a hidraulikus rendszerek c. fejezetben lesz szó.

A hidromotorokat változtatható munkatérfogattal kevesebb változatban gyártják, mint a szivattyúkat. Ennek oka, hogy motorként műszakilag nincs értelme a nyomás-, a teljesítmény-, vagy a térfogatáram szabályozott változatoknak.

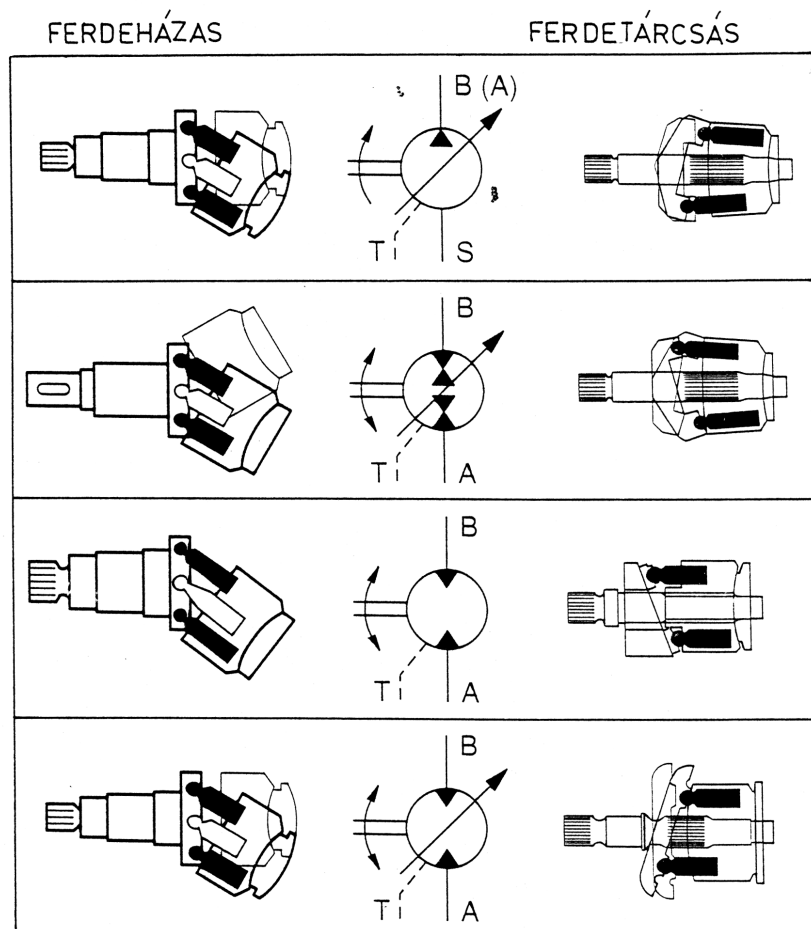
A **csavarorsós** kialakításnál a hajtóorsó egy ún. betétperselyben két darab tömítőorsót forgat. A munkateret az egymásba kapcsolódó menetprofilok érintkező alkotói, valamint a fej- és lábkör felületei alkotják, amelyek az orsók forgása közben a közrefogott folyadéktömeget axiális irányban eltolják. Annak ellenére, hogy a legegyszerűsebb folyadékszállítású és a legcsendesebb üzemű, napjainkban csak szállítószivattyúként használatos.

A **fogaskerekes** energiaátalakítóban a munkateret a fogárok képezi, melynek területe az osztókörrel jellemezhető körgyűrűnek megfelelő területtel azonos. Napjaink korszerű fogaskerekes energiaátalakítóinál a résvesztések csökkentésére axiális- és radiális réskiegyenlítést alkalmaznak. Mindkét típusnál a behajtó tengelyre ható axiális- és radiális erőket szigorúan korlátozzák, ugyanis a tengelyre ható axiális erő - a nyomásmezők eredőjét megváltoztatva - felboríthatja az axiális réskiegyenlítés erőegyensúlyát. A belső fogazatú változatok a kedvezőbb paraméterűek.

A **lapátos** szivattyúk közös szerkezeti jellemzője, hogy a ciklikusan változó munkatereteket a sztátorgyűrű, a rotor és az abban általában sugárirányban elmozduló lapátok, valamint az ezeket közrefogó vezérlőtárcsák alkotják. A fajlagos munkatér fogat a sztátorgyűrű és a rotor közötti excentricitás mértékével változik.

A **radiáldugattyús** energiaátalakítóknál a szükséges térfogatváltozáshoz a dugattyúkat excenter tengely, vagy excenter gyűrű mozgatja. A fajlagos munkatér fogat az excentricitás mértékével változtatható, ill. változik.

Az **axiáldugattyús** energiaátalakítók ferdeházas (tengelyű) ill. ferdetárcsás kivitelűek. A munkateret mindkét esetben henger(ek) és dugattyú(k) képezi(k). A fajlagos munkatér fogatot, ill. annak pillanatnyi értékét a ferde tengely, ill. a ferdetárcsa behajtótengelyhez viszonyított szöghelyzete határozza meg. A periódikusan változó terek megfelelő kapcsolódását a kis- és nagy nyomású terekhez a vezérlőtárcsa vese alakú horonyrendszere biztosítja.



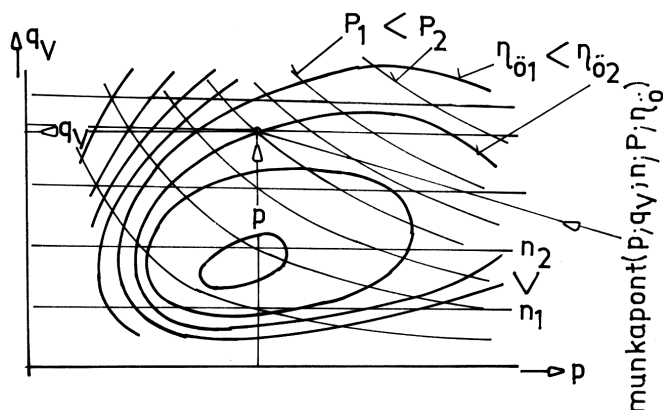
31.ábra

2.1.4 Üzemviteli kérdések

2.1.4.1 Szivattyúk

A szivattyúk kiválasztása és üzembeállítása előtt minden esetben tisztázni kell az általuk kiszolgált rendszer támasztotta követelményeket, azaz alapvetően ismerni kell a térfogatáramot (q_v), továbbá a nyomásonkra vonatkoztatott nyomásterhelést (p). Mindkét jellemzőt a működtetett rendszer mechanikai követelményei határozzák meg, úgymint a térfogatáramot a mozgásjellemző (v ; n), a nyomásterhelést pedig a külső terhelés (F ; T).

Megjegyzés: kötött külső terhelések esetén a rendszer nyomásszintje a munkahengerek / hidromotorok névleges nagyságával befolyásolható, s az esetek döntő többségében ez kompromisszum eredménye. A szivattyú a hiedelemmel ellentétben nem állít elő nyomást - térfogatáramot szolgáltat - csak, mint terhelést elviseli azt. A hiedelem alapja az lehet, hogy a különböző konstrukciójú szivattyúk elfogadható összhatásfok és élettartam mellett jelentősen eltérő nyomással terhelhetők.



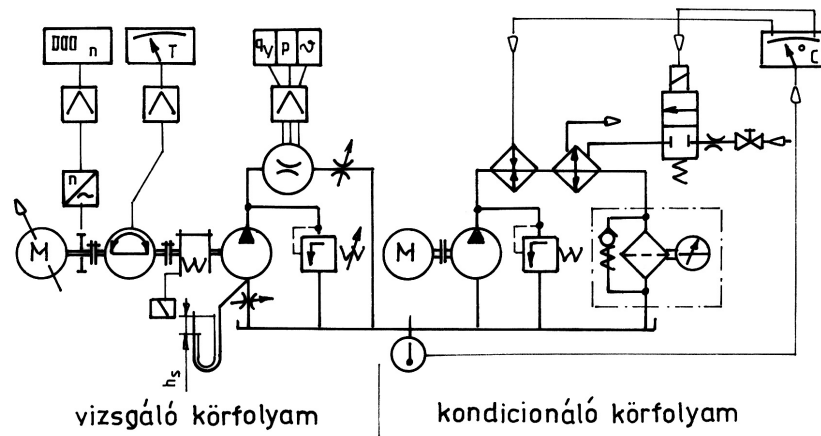
32. ábra

A térfogatáram és nyomás, ill. tartományaik ismeretében a szivattyút célszerűen a kagylódiagramja alapján lehet kiválasztani. (32. ábra)

A kagylódiagramból a szivattyú üzemvitelét jellemző legfontosabb adatok - q_v ; p ; n ; η_o és P - közvetlenül kiolvashatók.

A gazdaságos üzemvitel miatt lehetőség szerint törekedni kell, arra hogy a munkapont a kagylódiagram lehető legjobb összhatásfokú mezejébe essen.

A kagylódiagram a szivattyú terhelésével felvett $q_v = f(p; n = \text{áll.})$

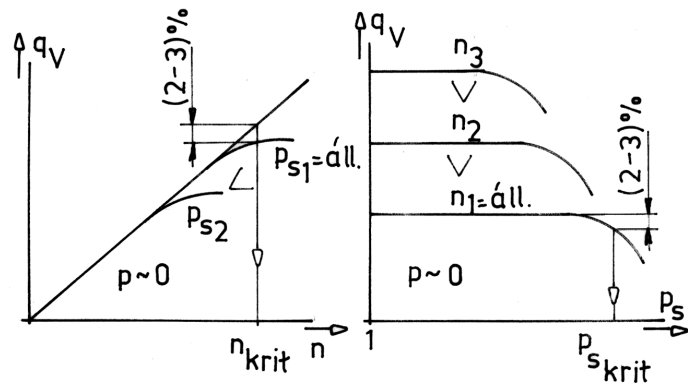
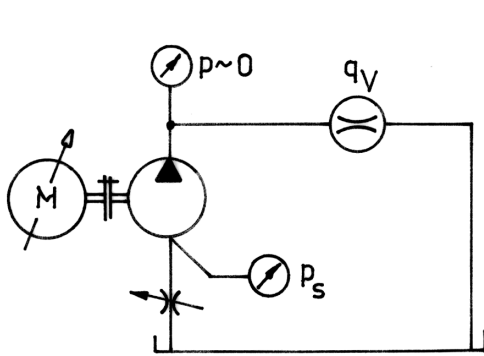


Állandók: $V_g = (m^3); \vartheta = (^\circ C); \nu = (m^2/s)$							
Mért/korrigált értékek					Számított értékek		
Mérési pont	n (1/s)	p (Pa)	q_v (m^3/s)	T (Nm)	P_h (W)	P_{ki} (W)	η_o (%)
	$n_1 = \text{áll.}$						

33. ábra

$v = \text{áll}$) és $T = f(p; n = \text{áll}; v = \text{áll})$ jelleggörbék alapján számítással és szerkesztéssel határozható meg. A mérés korrektsége miatt biztosítani kell a vizsgálatok alatt a munkafolyadék közel állandó viszkozitását (kondicionáló körfolyam). (33. ábra)

A szivattyú üzemvitelénél nagyon fontos, hogy ne legyen szívási veszteség és ne lépjen fel kavitáció. A szívási folyamat ugyanis a periódikusan növekvő térben uralkodó nyomás és az atmoszférikus nyomás közötti különbség hatására jön létre. Ha a szívóvezetéki nyomásveszteség miatt a nyomás a munkafolyadék telített gőznyomásának értékére csökken, kavitáció lép fel. A szívóág helyes vonalvezetésével és méretével biztosítani kell a gyártó vonatkozó előírásait. A szivattyúk szívási feltételei - különösen mobil gépek rendszereinél - injektor beépítésével javíthatók. [6] A korábbi fejezetben említett ún. szívási veszteség a szivótér statikus nyomása mellett természetesen függvénye a fordulatszámnak is, hiszen a periódikusan növekvő terek feltöltődéséhez - adott szivótéri nyomás mellett - meghatározott időre van szükség. A szivattyú szívási jelleggörbéit a 35. ábra mutatja, melyet közel zérus nyomóági terhelés mellett vesznek fel (ha $p \sim 0 \rightarrow q_{VR} \sim 0$).



34. ábra

35. ábra

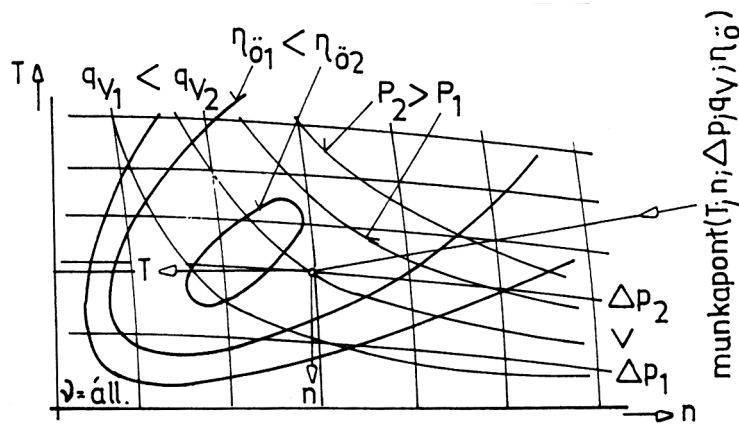
Érthető a kritikus fordulatszám, ill. a kritikus szivótéri nyomás, amikor a szivattyú térfogatárama (2-3)%-kal eltér a geometriai szállítástól. A kritikus szivótéri nyomás növekvő fordulatszámánál a növekvő nyomások felé tolódik el. Ezzel van összefüggésben, hogy zárt körfolyamú üzemből a megengedhető szivattyú fordulatszám, a nyitott körfolyamú üzem értékének 1,25 - 1,5 szerese.

2.1.4.2 Hidromotorok

A hidromotor kiválasztása előtt a működtetett rendszer mechanikai követelményei alapján ismerni kell a tengelycsonkra vonatkoztatott nyomatékterhelést (T) a hozzátartozó fordulatszámmal, vagy ezek tartományát.

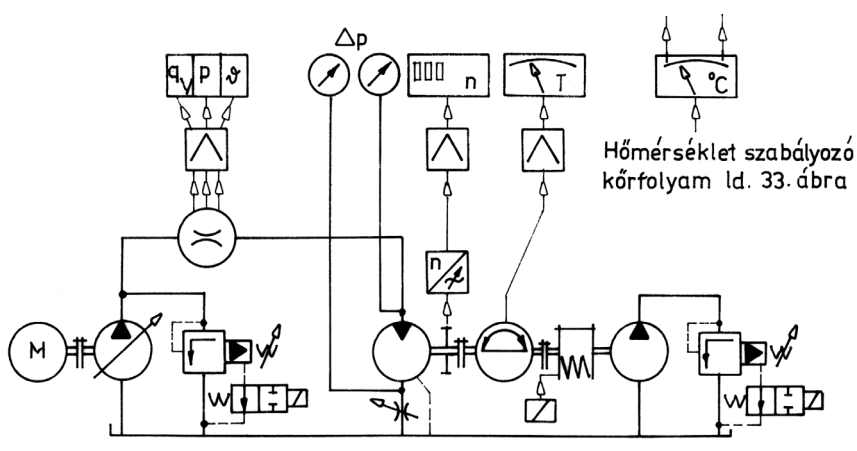
A kiválasztás ezek ismeretében célszerűen a kagylódiagram alapján történhet. A kiválasztás szempontjai a szivattyúnál ismertekkel megegyeznek.

A hidromotor kagylódiagramja, annak terhelésével felvett - $n = f(\Delta p; q_v = \text{áll}; v = \text{áll})$; $T = f(n; \Delta p = \text{áll}; v = \text{áll})$ - jelleggörbék alapján számítással és szerkesztéssel határozható meg.



36. ábra

Állandók: $V_g = (\text{m}^3)$; $\vartheta = (^\circ\text{C})$; $\vartheta = (\text{m}^2/\text{s})$							
Mért/korrigált értékek					Számított ért.-k		
Mérési pont	q_{V3} (m ³ /s)	Δp (Pa)	n (1/s)	T (Nm)	P_{ki} (W)	P_{be} (W)	$\eta_{\text{ö}}$ (%)
	$q_{V1} = \text{áll.}$						



37. ábra

2.2 Munkahengerek

Alapvető csoportosításuk a 38. ábrán látható.

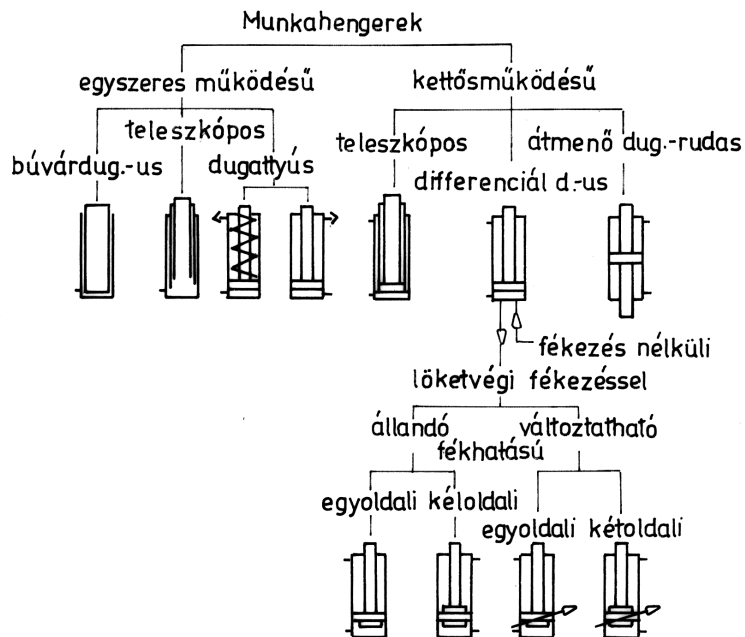
Az **egyszeres működésű** változatokat egyirányú terhelés esetén alkalmazzák. A dugattyút alaphelyzetbe a külső terhelés, vagy külön szerkezeti elem, rendszerint rugó állítja vissza. A rugós visszatérítés hátránya, hogy a hasznos lökethossz a beépített rugó miatt korlátozott, továbbá, hogy a hasznosítható erő a löket mentén csökken. Ezeket a munkahengereket napjainkban elsősorban készülékhidraulikában alkalmazzák. A rugót a nem működő munkatérre kapcsolt állandó kisnyomású tér - pl.

hidroakkumulátor - is helyettesítheti. E megoldás előnye, hogy a lökethossz teljes egészében kihasználható, s a veszteségek is kisebbek.

Ha a munkahenger beépítésére rendelkezésre álló hely kicsi - ez rendszerint mobil gépek emelőberendezéseinél fordul elő - akkor teleszkópos munkahengert kell alkalmazni. A teleszkópos munkahenger több, közel azonos löketű bűvárdugattyús tagból áll, s a terhelhetősége a tagok

átmérőjének csökkenésével csökken. Állandó térfogatáram esetén az egyes teleszkóptagok mozgási sebessége is eltérő.

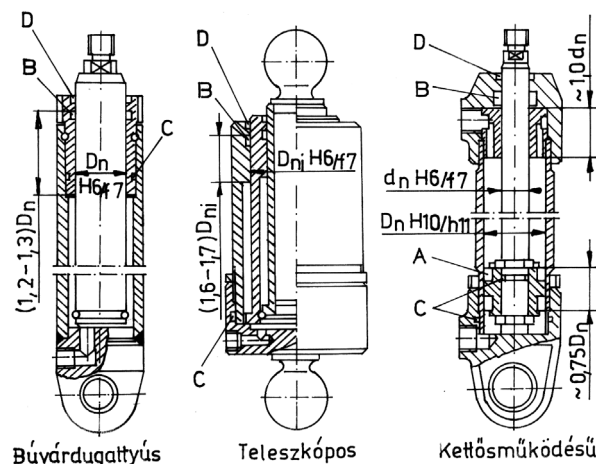
Ha a külső mechanikai terhelés kétirányú, vagy a munkahenger alaphelyzetbe állításához hidraulikus erő szükséges, akkor **kettősműködésű** változatot alkalmaznak. Ezek rendszerint egyoldali dugattyúrúd kivezetéssel készülnek. A kétoldali dugattyúrúd kivezetésű megoldás speciális esetet, rendszerint szerszámgépes alkalmazást jelent. A leginkább használatos munkahenger típusok konstrukciós kialakítása, az ajánlott megvezetési hosszarányokkal, a jellegzetes tömítéstípusokkal a 39. ábrán látható.



38. ábra

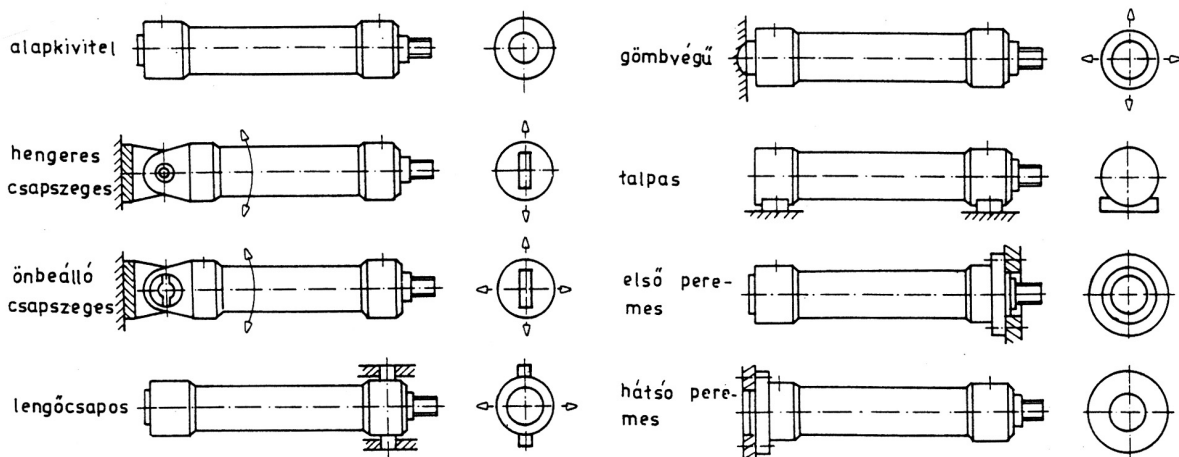
Beépítés helye	A	B	A	A; B	C	D
v (m/s)	≤ 0,5		≤ 1,0	≤ 0,5	—	≤ 1,0
p (bar)	≤ 400			≤ 400		—
Jelleg						
Típus	Ajakos gyűrűs	Ajakos gyűrűs	Kombinált tömítés	Szövetkötég	O-gyűrű	Lehúzó-gyűrű

39. ábra



Nyugvó tömítésként mindig "O" gyűrűt alkalmaznak. A mozgó (dinamikus) tömítések ajakos gyűrűk, vagy kombinált megoldások. A műanyagból készült hátoldali gyűrűk jelentősebb illesztési hézagok és nyomások esetén is megakadályozzák a tömítőelem becsípődését a tömítési hézagba. A mozgó felületeken kialakuló olajfilm egy részét mozgás közben a tömítés lehúzza, s ez a dugattyúrúdon még ép tömítés esetén is, mint olajkihordás jelentkezik. Ez mennyiségét tekintve elhanyagolható, de figyelemre méltó abból a szempontból, hogy emiatt a külső szennyeződések jobban

tapadnak a dugattyúrúdhoz. Miután ezek nem kerülhetnek a működő felületek közé, ezek eltávolítására lehúzógyűrűket alkalmaznak. A munkahengerek környezeti hatásoknak legjobban kitett elemei a dugattyúrúdak és teleszkóptagok. Ezek futófelületét keménykróm bevonattal látják el, melynek vastagsága: 20-25 μ . A szokványos tömítésekkel szerelt munkahengereknél a legnagyobb mozgási sebesség általában 0,5 (m/s). Ennél nagyobb sebesség csak különleges tömítésekkel engedhető meg. A gyártók a munkahenger választékot családelt alapján építik fel, törekedve arra, hogy az alap kivitelhez a különböző megfogási módok szerkezeti elemei könnyen csatlakoztathatók legyenek.



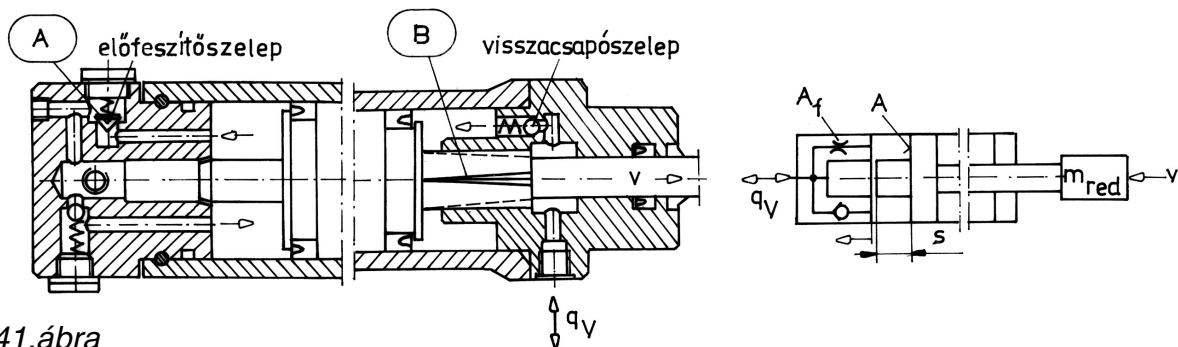
40. ábra

Beépítésnél - a megfogási mód helyes megválasztásával is törekedni kell arra, hogy a dugattyúrúdat, lehetőleg csak rúdirányú terhelés érje.

A névleges átmérőket, a felületarányokat, a lökethosszakat és a csatlakozó méreteket általában nemzetközi szabványok rögzítik.

Ha a kettősműködésű munkahenger dugattyúját véghelyzetig működtetik és a mozgatott tömeg sebessége nagy, akkor véghelyzet fékezett kivitel alkalmazása szükséges. Ellenkező esetben ugyanis a mozgatott tömeg jelentős mozgási energiája az ütközésben résztvevő szerkezeti elemek alakváltozási munkájában emésztődik fel, ami nem kívánatos. A véghelyzet fékezésnek többféle konstrukciós változata ismert. Közös jellemzőjük, hogy a fékezést a hengerből kiáramló munkafolyadék fojtásával, vagy előfeszítésével hozzák létre (41. ábra).

Az előfeszítő szeleppel ("A") a fékút mentén állandó a fékezőnyomás. A "B" változatnál a fékút mentén a fojtási keresztmetszet folyamatosan csökken. Dinamikai szem-



41. ábra

pontból ez a kedvezőbb megoldás, de nagy hátránya, hogy a fojtási keresztmetszet nem változtatható, így egy adott feladathoz nehéz illeszteni.

A viszonyok változtatható fojtás esetén:

A mozgási energia változása egyenlő a fékezési munkával:

$$\frac{1}{2} m_{\text{red}} [v_0^2 - v^2(x)] = \int_0^x F(x) \cdot dx$$

ahol

v_0 - a redukált tömeg, fékezés előtti sebessége.

$v(x)$ - a pillanatnyi sebesség

$$F(x) = A \cdot \Delta p(x) = \zeta \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} v_f^2 \quad \text{a fékező erő.}$$

Az egyenlet mindkét oldalát deriválva.

$$m_{\text{red}} \cdot v(x) \frac{dv(x)}{dx} = \zeta \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} v_f^2$$

Felhasználva a kontinuitás összefüggését:

$$A \cdot v(x) = A_f \cdot v_f \quad \rightarrow \quad v_f = \frac{A}{A_f} \cdot v(x)$$

Behelyettesítés után egy szétválasztható változójú differenciálegyenlet adódik:

$$-m_{\text{red}} \cdot v(x) \frac{dv(x)}{dx} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{A^3}{A_f^2} \cdot v^2(x)$$

A változókat szétválasztva:

$$\frac{dv(x)}{v(x)} = -K \cdot dx \quad \text{ahol} \quad K = \zeta \cdot \frac{\rho}{2m_{\text{red}}} \cdot \frac{A^3}{A_f^2} \quad \text{állandó}$$

Az integrálást elvégezve:

$$\ln v(x) - \ln v_0 = -K \cdot x + \ln C$$

Ebből:

$$v(x) = C \cdot v_0 \cdot e^{-K \cdot x}$$

$$\text{ha } x = 0 \quad \rightarrow \quad v(x) = v_0 \quad \rightarrow \quad C = 1$$

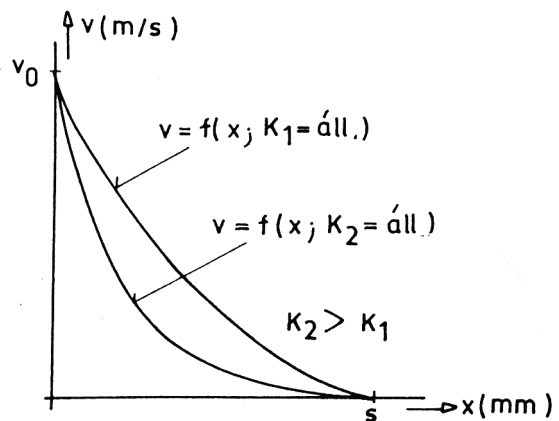
Tehát a $v(x) = v_0 \cdot e^{-K \cdot x}$ egyenlet alapján a mozgatott tömeg sebessége exponenciálisan csökken (42. ábra).

A legnagyobb nyomás a fékezés kezdetén van:

$$\Delta p_{\max} = \zeta \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{A}{A_f} \right)^2 \cdot v_0^2$$

A nyomásesés változó dugattyúsebességnél:

$$\Delta p(x) = \zeta \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{A}{A_f} \right)^2 \cdot v^2(x) = \Delta p_{\max} \cdot e^{-2Kx}$$

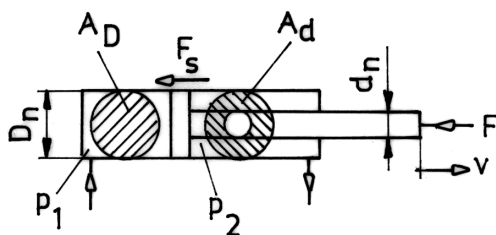


42. ábra

Kiválasztási és ellenőrzési szempontok

A munkahengerek szükséges méreteinek (dugattyúátmérő, dugattyúrúd - átmérő, lökethossz) a meghatározásához ismerni kell az általuk mozgatott mechanizmus alábbi mechanikai jellemzőit.

- a terhelőerő nagysága, jellege - $F^{(+)}$; $F^{(-)}$ - esetleges löketmenti változása,
- a szükséges elmozdulás és mozgási sebesség,
- a beépítési kötöttség (megfogási mód)



43. ábra

A dugattyúátmérő a következő statikus erőegyensúlyi egyenletből határozható meg (43. ábra):

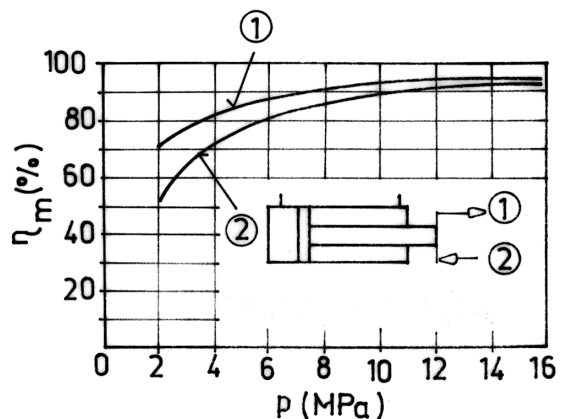
$$p_1 \cdot A_D - p_2 \cdot A_d - F_s - F = 0$$

Bevezetve

az $F_s + F = \frac{1}{\eta_m} \cdot F$ és a $\varphi = \frac{A_D}{A_d} = \frac{D_n^2}{D_n^2 - d_n^2}$ összefüggéseket, majd a behe-

lyettesítések elvégzése és a rendezés után a munkahenger szükséges dugattyúfelülete és átmérője:

$$A_D = \frac{F}{\eta_m \left(p_1 - \frac{1}{\varphi} p_2 \right)} ; \quad \text{ill.} \quad D_n = \left[\frac{4}{\pi} \cdot A_D \right]^{\frac{1}{2}}$$



44. ábra

Ez a számítás csak a p_1 ; p_2 ; η_m és a φ ismeretében végezhető el. Felvételük szempontjai rendre a következők:

- p_1 munkanyomás az aktív hengertérben. A várható veszteségek miatt a körfolyamág névleges nyomásának (80-90) %-a
- p_2 a passzív hengertérbeli nyomást a terhelés jellegének megfelelően kell felvenni: ha a terhelőerő mindvégig pozitív, akkor (2-5), ha negatív, vagy a löket mentén negatívvá válhat akkor (5-10) [bar].
- φ a működő dugattyúfelületek arányának szokásos értékei: 1,25; 1,4; 1,6 és 2,0. A kisebb felületarány (vékonyabb dugattyúrúd) elsősorban a húzásra, míg a nagyobb felületarány a nyomásra terhelt, nagy löketű munkahengereknél - a kihajlási igénybevétel miatt - indokolt.
- η_m a mechanikai hatásfok elsősorban az alkalmazott tömítések jellegétől, anyagától, a mozgási sebességtől és a nyomástól függ. Gyártóművi adatok hiányában 0,92 - 0,95 között vehető fel (44. ábra).

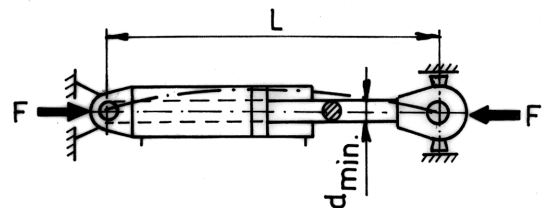
Miután a munkahengerek főbb méretei szabványosítottak, következik, hogy a számíthatóhoz legközelebb eső nagyobb szabványos átmérőjű munkahengert kell alkalmazni.

A tényleges méretek ismeretében meghatározható a szükséges munkanyomás:

$$p_1 = \frac{F}{\eta_m \cdot A_D} + \frac{p_2}{\varphi}$$

A hosszú löketű, különösen karcsú, nagy erőt kifejtő munkahengereket a dugattyúrúd befeszülése, vagy az igen gyors tönkremenetel megelőzése miatt ellenőrizni kell kihajlásra. Egyszerűsítő feltevéssel a munkahengert a megfogási pontok közötti, dugattyúrúd keresztmetszetű merev rúdnak tekintik.

A számítás vagy az adott geometriájú munkahenger beépítési hosszának (L) ellenőrzésére, vagy a minimálisan szükséges dugattyúrúd - átmérő meghatározására irányul:



45. ábra

$$F_{\text{krit}} = \left(\frac{\pi}{L_k} \right)^2 \cdot J_{\text{min}} \cdot E \text{ [N]} \rightarrow J_{\text{min}} = \frac{F_{\text{krit}}}{\left(\frac{\pi}{L_k} \right)^2 \cdot E} \text{ [m}^4\text{]}$$

ahol:

$F_{\text{krit}} = n \cdot F_{(\text{max})}$ a kritikus terhelés [N]

$n = 3 \div 5$ a biztonsági tényező

$E = 2,1 \cdot 10^{11}$ [Pa] a dugattyúrúd anyagának rugalmassági modulusa.

$L_k = s_k \cdot L$ a kihajlás szempontjából mértékadó hossz, értéke függ a terhelési esetektől, azaz a megfogási módoktól (46. ábra).

$L = 2l + H$ azaz a kétszeres löket + a nulla lökethez tartozó szerkezeti hossz.

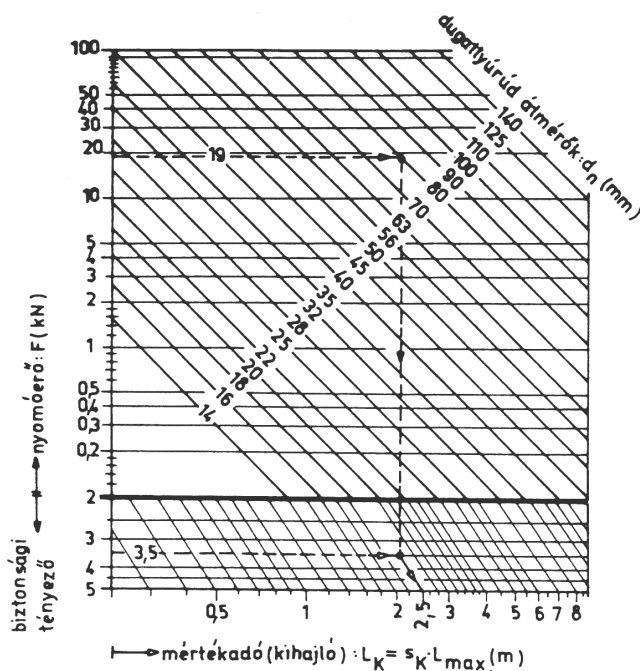
$J_{\min} = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$ a dugattyúrúd másodrendű nyomatéka.

EULER féle terhelési esetek	① egyik vég szabad a másik befogott	② mindkét végén csukló	③ egyik végén csukló másik vége befogott	④ mindkét vég befogott
Kihajlási kép				
Kihajlási hossz	$L_k = s_k L = 2L$	$L_k = L$	$L_k = \sqrt{2}/2 L$	$L_k = 1/2 L$
A munkahenger megfogása				
	$s_k = 2$	$s_k = 1$	$s_k = \sqrt{2}/2$	$s_k = 1/2$

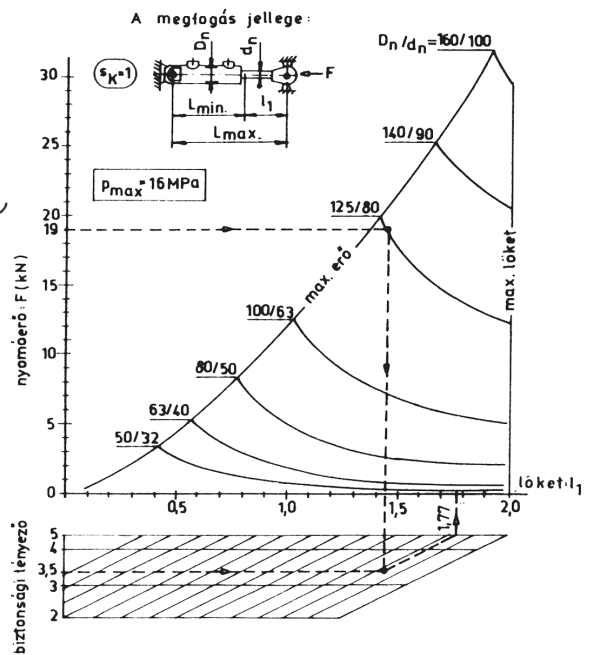
46. ábra

A kiválasztást megkönnyíti a 47. ábrán látható nomogram.

Pontosabb számításoknál figyelembe kell venni, hogy a megfogási pontok között nem állandó a keresztmetszet. A hengercső és a dugattyúrúd másodrendű nyomatéka között jelentős (1/9 - 1/16) eltérés van. Előfordulhat továbbá külponos és / vagy a tengelyre merőleges terhelés is, valamint a függőlegestől eltérő síkban üzemelő munkahengereknél az önsúly hatása is jelentős lehet. A méretezésnél ez esetben a ki/lehajlások figyelembe vételével a dugattyúrúd és a hengercső rugalmas szál diffe-



47. ábra



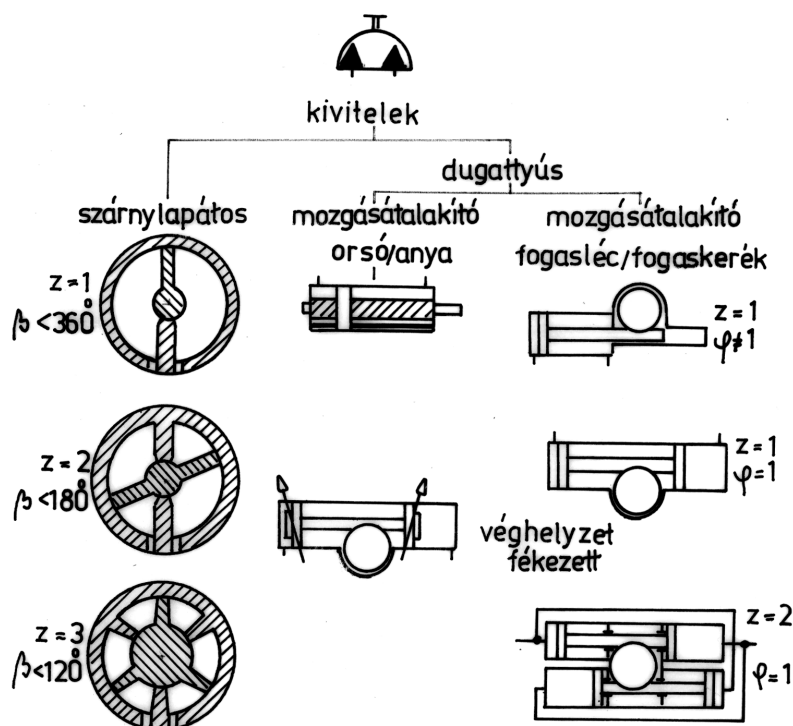
48. ábra

renciálegyenletéből, mint nyomatéki egyenletből lehet kiindulni [8].

A két számítási módszer összevetését is lehetővé teszik a 47, 48 ábrák. Azonos terhelési feltételek és méretek mellett az Euler-féle módszer szerint megengedhető maximális löket 1075 (mm), a pontosabb számítás alapján pedig 1770 (mm).

2.3 Határozott szögelfordulású motorok. Forgatók.

A határozott szögelfordulású motorok tengelyelfordulása általában: $\beta_{\max} \leq 2\pi$. Jellemző típusaik az alábbiak:



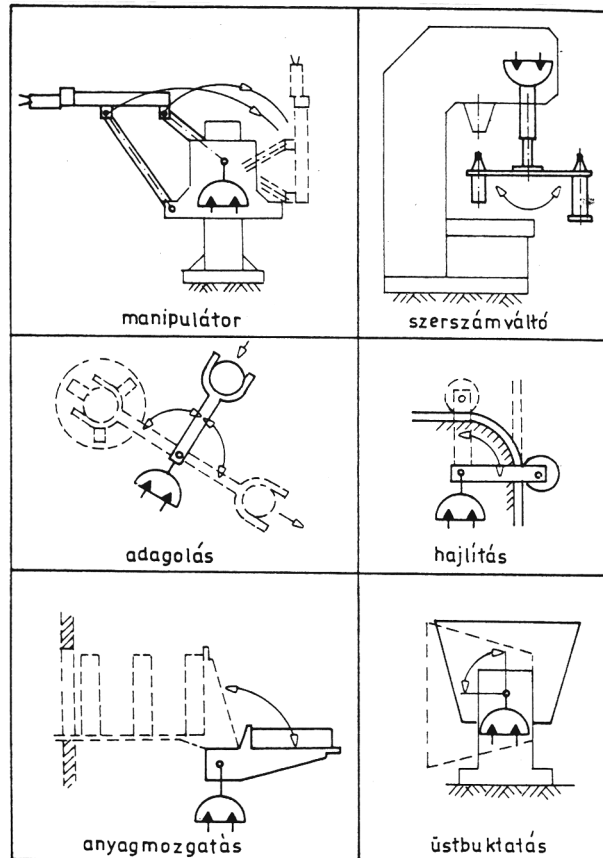
49.ábra

A **fogasléc / fogaskerék** kapcsolattal működők a munkahengerek elemeire épülnek. A dugattyú egyenes vonalú mozgását a fogaslécként kialakított dugattyúrúdhoz kapcsolódó fogaskerék alakítja át alternatív szögelfordulássá. A szögelfordulás mértéke lökethatároló ütközőcsavarral bizonyos tartományon belül állítható. Két dugattyúval - elvileg - a kifejtett nyomaték megkétszereződik. A löketvégeken a dugattyú(k) a munkahengerekhez hasonlóan fékezhető(k).

A **menetorsó / anya** (vagy poligon tengely) mozgásátalakítóval működők ugyancsak a kettősműködésű munkahengerek szerint vannak kialakítva. A dugattyú elfordulását vezetőrúd akadályozza meg, ezért annak elmozdulásával a dugattyúrúd elfordul. Előnye ennek a kialakításnak, hogy vele több teljes körülfordulás is megvalósítható. A dugattyú véghelyzetekben fékezhető. A mechanikai hatásfoka a többi változathoz képest a menetekben (poligon profilon) fellépő súrlódás miatt kedvezőtlenebb.

A **szárnylapátos** motorban a tengellyel elforduló lapát(ok) két, vagy több munkateret képeznek. A házhoz kötött ütköző elválasztja egymástól a különböző nyomású

munkatereteket, továbbá lehatárolja a tengely szögelfordulási tartományát. Több lapát alkalmazásával csökken a tengely legnagyobb szögelfordulása és nő a kifejthető nyomaték. A munkatereteket elválasztó lapátok kerület- és homlokfelület menti tömítése a volumetrikus és a mechanikai hatásfokot jelentősen befolyásolja. A motor tengelye éppen ezért rendszerint csak tiszta csavarónyomatékkal terhelhető. A radiális és axiális terhelést előtét-csapágyazással kell felvenni. Vég helyzet fékezés nem építhető be.



50.ábra

Kiválasztási szempontok

A határozott szögelfordulású motorok rögzített szöghelyzetű mozgásokra kiválóan alkalmasak. Ezeknél a motoroknál a gyártók a belső geometriai méretek helyett fajlagos jellemzőket adnak meg, mint:

- a levehető nyomaték: T_{fajl} [Nm/bar]
- munkatér fogat: V_g [m³/fok]

A motor tengelyére vonatkoztatott adott terhelőnyomaték (T) ismeretében a nyomáskülönbség (Δp) felvételével a szükséges nagyság meghatározható:

$$T_{fajl} = \frac{T[\text{Nm}]}{\Delta p[\text{bar}]} \quad [\text{Nm}/\text{bar}]$$

A $\Delta p = p_1 - p_2$ nyomáskülönbség felvételénél a p_1 és p_2 nyomások értéke a munkahengereknél tárgyalatokhoz hasonlóan határozható meg. A választott névleges nagyság egyben meghatározza a fajlagos munkatér fogatot is.

3. IRÁNYÍTÓELEMELK

A hidraulikus rendszerekben is az alapvető irányítási feladatokat a működtetett rendszer igényei határozzák meg, úgy mint:

- mozgásirány: útváltók
- erő/nyomaték: nyomásirányítók
- mozgásjellemző: áramirányítók.

3.1 Kapcsoló útváltók

Az útváltók a működési helyzetektől (pozícióiktól) függően a munkafolyadék számára különböző áramlási útvonalakat nyitnak meg, ill. zárnak le. Csoportosításukat tekintve az alapvető felosztást a működési mód határozza meg, mely szerint lehetnek:

- diszkrét ill.
- arányos működésűek.

A kapcsoló útváltóknál a működtetési módtól függetlenül a mozgó elem mindig diszkrét helyzetbe kerül.

Az arányos működésűeknél viszont a mozgó elem a diszkrét helyzetek között fokozatmentesen állítható (bővebben ld. [6]).

A kapcsoló útváltókat a konstrukciós kivitelétől függetlenül az áramlási utak (csatornák, csatlakozó nyílások) és a működési helyzetek (pozíciók) számának hányadosából alkotott számmal jelölik. (pl. négy csatornás, három állású útváltó röviden: 4/3-as.) Rajzjelén az útváltó minden pozícióját egy négyszög jelöli, a négyszögbe rajzolt az adott pozícióban megvalósított áramlási útvonalak feltüntetésével. A hidraulikus rendszerekben alkalmazott, tipizált útváltók csatorna-, és pozíciószáma:

- csatornaszám: 2, 3, 4, 6
- pozíciók száma: 2, 3, (4)

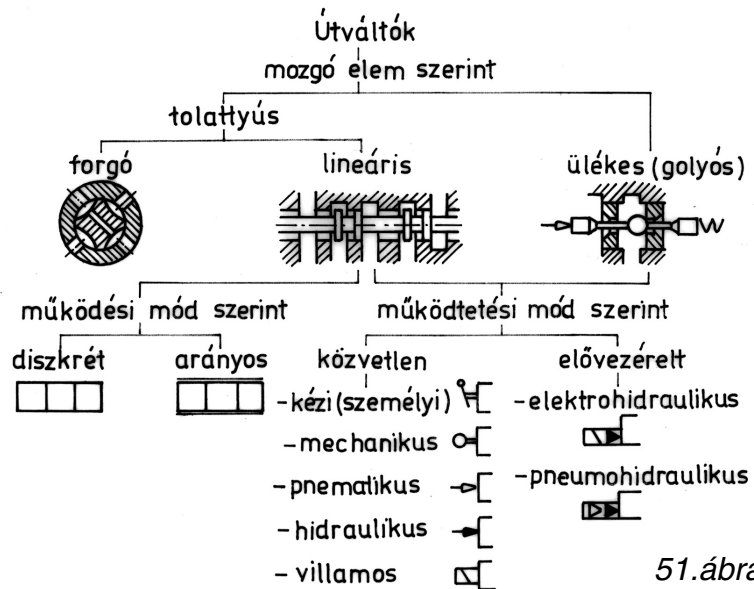
Az útváltók szerkezetiileg két főrészből állnak:

- vezérlőrész (a tulajdonképpeni útváltó)
- működtető.

A **forgó tolattyús** (csapos) útváltók zárófelülete tengely körül forog, s a különböző pozíciókat annak diszkrét szöghelyzeteiben biztosítja. A hidraulikus rendszerekben ritkán alkalmazzák. Ennek oka részben a nagyobb működtetőerő igény, részben pedig az általánosnak tekinthető személyi működtetés.

Az **ülékes** útváltókban a mozgó elem a zárófelületre merőlegesen mozdul el, s a kapcsolás ideje alatt a csatornák áramlási kapcsolatba kerülnek, azaz negatív átmeneti kapcsolási átfedésűek. Előnyük a szivárgásmentes tökéletes zárás, s ezért nagy nyomásokhoz alkalmazzák. A viszonylag nagy működtetőerő szükséglet miatt csak kis névleges méretekben és közvetlen működtetésű kivitelben gyártják.

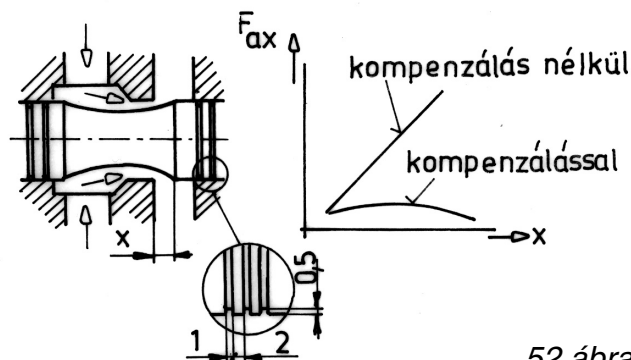
A **lineáris** tolattyús útváltók mozgó eleme a tolattyú, amely a zárófelülettel párhuzamosan mozdul el, s minden áramlási út kényszerkapcsolatban működik. A legelterjedtebb útváltó típus, mert egyszerű felépítésben, általában csak a tolattyú változtatásával a gyakorlat igényelte többutú és többállású útváltó-kombinációk-



51. ábra

képezhetők. Fő előnyük a viszonylag csekély működtetőerő szükséglet, ami a hidraulikus tehermentesítés és / vagy az áramlási erő (F_{ax}) kompenzáció következménye.

Hátrányuk, hogy a tolattyú és a ház furata közötti szükségszerű illesztési hézag miatt résvesztésük van. Az illesztési hézag két oldalán tartósan kialakuló nagy nyomáskülönbség a tolattyú letapadásához, beragadásához vezethet, ami a működtetőerő szükséglet- és a résvesztés növekedés miatt egyaránt nem kívánatos. A tolattyúkat ezért un.



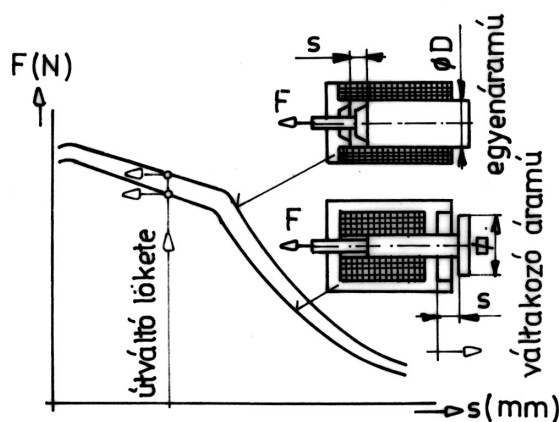
52. ábra

tolattyú letapadásához, beragadásához vezethet, ami a működtetőerő szükséglet- és a résvesztés növekedés miatt egyaránt nem kívánatos. A tolattyúkat ezért un. "tehermentesítő" hornyokkal látják el, s az ezekben hengerszimmetrikusan kialakuló nyomás a tolattyút központosítja az illesztési hézagban (52. ábra).

A legelterjedtebben alkalmazott villamos működtetésnél a tolattyút a kapcsolómágnesek vasmagjai egy - egy működtető szegen keresztül közvetlenül mozgatják. A kapcsolómágneseknek két alap kivitele ismeretes:

- egyenáramú,
- váltakozóáramú

A mozgó vasmag - a kialakítástól függően - mindkét áramnemnél működhet, "szárazon", vagy "olajban". A mágnesek végén un. személyi szükségműködtető van, amely az üzembehelyezésnél, ill. a hibakeresésnél előnyös. Az egyenáramú mágnes üzembiztos, hosszú élettartamú és nagy kapcsolási gyakorisággal üzemeltethető. A váltakozóáramú, pedig rövid kapcsolási idejével tűnik ki, de hátránya, hogy a behúzási teljesítmény - igénye a tartásnak (8-10) - szerese. Ha kapcsolás közben ez a mágnes elakad, akkor villamos védelem nélkül, a tartósan nagy áramfelvétel miatt a tekercse leég. A villamos teljesítményigények közötti jelentős különbségre a leválasztó transzformátor méretezésénél is gondolni kell különösen akkor, ha egyidejűleg több mágnes is kapcsol. Ez esetben ugyanis az elégtelen transzformátor teljesítményből adódó jelentős feszültségesés vezethet működésképtelenséghez. Szabadon, vagy nedves környezetben üzemelő berendezéseknél az olajban működő mágneseket kell előnyben részesíteni. Az olajban működő vasmag kisebb kopást, jobb hőátadást és csillapított felütközést eredményez. A kapcsolómágnesek jelleggörbéje az 53. ábrán látható.



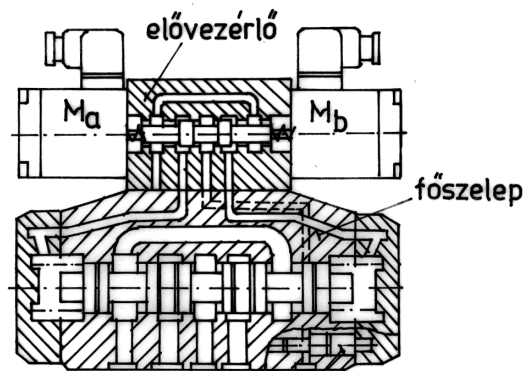
53. ábra

Ha kapcsolás közben ez a mágnes elakad, akkor villamos védelem nélkül, a tartósan nagy áramfelvétel miatt a tekercse leég. A villamos teljesítményigények közötti jelentős különbségre a leválasztó transzformátor méretezésénél is gondolni kell különösen akkor, ha egyidejűleg több mágnes is kapcsol. Ez esetben ugyanis az elégtelen transzformátor teljesítményből adódó jelentős feszültségesés vezethet működésképtelenséghez. Szabadon, vagy nedves környezetben üzemelő berendezéseknél az olajban működő mágneseket kell előnyben részesíteni. Az olajban működő vasmag kisebb kopást, jobb hőátadást és csillapított felütközést eredményez. A kapcsolómágnesek jelleggörbéje az 53. ábrán látható.

Közvetlen működtetésre "tíz-es" névleges útváltó méretig, kb. 150 [N] erőig használatosak. A nagyobb névleges méretű útváltókhoz - a tolattyúk működtetéséhez

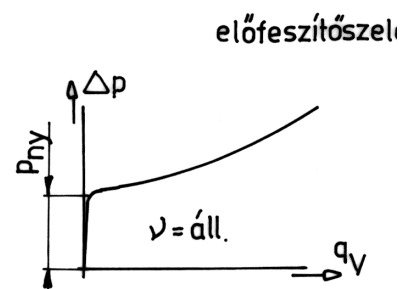
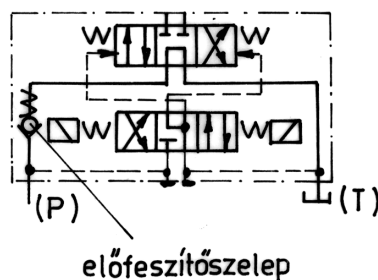
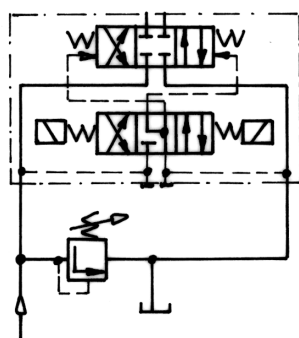
szükséges nagyobb erők és lökethossz miatt - közvetlen működtetésre nem alkalmazhatók.

Az elővezérelt útváltók egy hidraulikus működtetésű főszelepből és egy kapcsolómagnesekkel közvetlenül mozgatott kis névleges méretű elővezérlőből állnak (54. ábra). A vezérléshez szükséges térfogatáram biztosítható a főáramkörből, ill. külön vezérlőkörfolyamból.



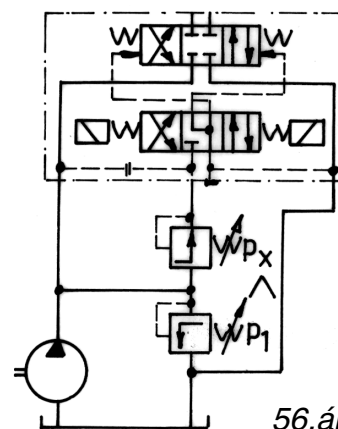
kiválasztó a külső-ill. belső vezérléshez

54. ábra



55. ábra

A főáramkörü vezérlés lehet "belső" - ill. "külső". Főáramkörü belső vezérlést mutat az 55. ábra. Ha a főtöltő középállásban a szivattyút a tartályra kapcsolja, akkor a főkört a vezérléshez szükséges nyomás minimális értékére elő kell feszíteni. Főáramkörü külső vezérlés - 56. ábra - akkor kerülhet szóba, ha a főáramkör nyomása meghaladja az elővezérlőkörben megengedett maximális nyomást.



56. ábra

Műszaki jellemzők

A diszkrét működésű útváltókat elsősorban kapcsolástechnikai szempontból választják ki, azonban adott esetben feltétlenül figyelembe kell venni azok:

- átfolyási ellenállását,
- résveszteségét,
- átmeneti kapcsolási átfedését,
- átváltási idejét, s annak dinamikus hatását,
- határteljesítményét.

Átfolyási ellenállás

A kapcsoló útváltók a diszkrét helyzetekhez tartozó állandó átfolyási keresztmetszetek miatt állandó hidraulikus ellenállást jelentenek, s ez áramlási utanként általában eltérő.

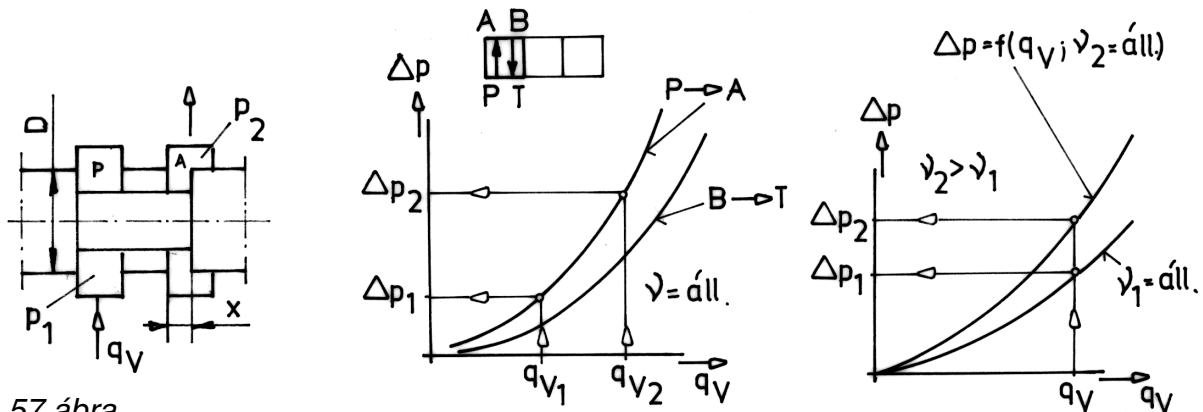
A nyomásesés:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \zeta \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \zeta \frac{\rho}{2D \cdot \pi \cdot x} \cdot q_v^2 = K \cdot q_v^2 = f(q_v; K = \text{áll}; v = \text{áll})$$

ahol

$$v = \frac{q_v}{A}; \quad A = D \cdot \pi \cdot x; \quad K = \zeta \frac{\rho}{2D \cdot \pi \cdot x} = \text{áll}$$

Ezt a nyomásveszteségi jelleggörbét - 57. ábra - laboratóriumban mérésrel veszik fel.



57.ábra

A jelleggörbe pontjai közötti kapcsolatot állandó viszkozitás mellett a

$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}} \right)^2$ összefüggés fejezi ki, azaz kétszeres térfogatáram, négyszeres

nyomásveszteséget okoz. Az átfolyási keresztmetszetben turbulens áramlást feltételezve, a viszkozitás változásához tartozó nyomásveszteség változás:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^4$$

|
qv=áll

Az útváltók névleges méretét a térfogatáram ismeretében a megengedhető (elfogadható) nyomásveszteségből kiindulva kell megválasztani. Fontos szempont, hogy a

$\frac{\Delta p}{p_{üzemi}}$ hányados egy elfogadható érték alatt maradjon. Minél nagyobb a hidraulikus rendszer un. relatív bekapcsolása (Bi%), annál kisebb érték kívánatos.

Résveszteség

A tolattyús útváltókban a szükségszerű illesztési hézagok miatt résveszteség keletkezik. Értéke koncentrikus rés esetén:

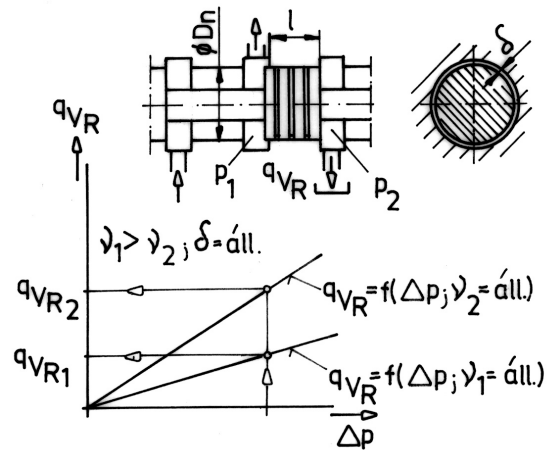
$$q_{VR} = \frac{D_n \cdot \pi \cdot \delta^3}{12 \cdot \rho \cdot v \cdot l} \cdot \Delta p \quad \leftarrow \quad \Delta p = p_1 - p_2$$

A radiális hézag (δ) függvénye a tolattyú névleges átmérőjének. A szokásos értékei, s a meghatározására szolgáló tapasztalati összefüggés az 59. ábrán látható.

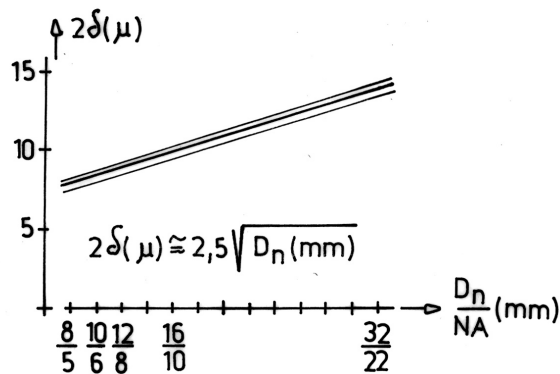
A tolattyú excentrikus elhelyezkedésekor a résveszteség legnagyobb értéke, a koncentrikus résre vonatkozó értéknél nagyobb:

$$q_{VRmax} = 2,5 \cdot q_{VR}$$

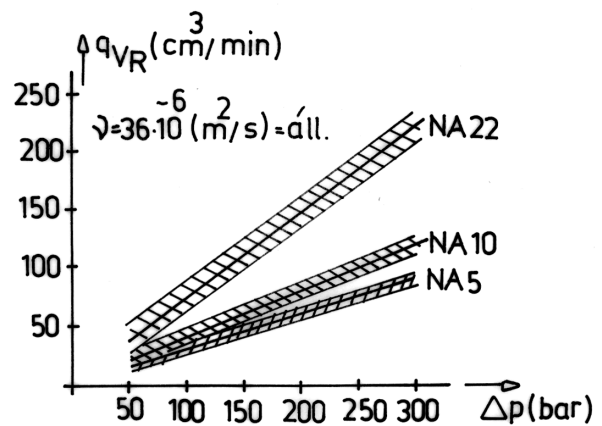
Az egyes kapcsolási állásokban jelentkező résveszteség azonos paraméterek mellett az eltérő tömítőhosszak miatt különböző lehet. A gyakorlatban a résveszteség értékét laboratóriumi méréssel határozzák meg. A tolattyús útváltók résvesztesége egyéb gyártóművi adatok hiányában a 60. ábrán szereplő átlagértékekkel vehető figyelembe.



58. ábra



59. ábra



60. ábra

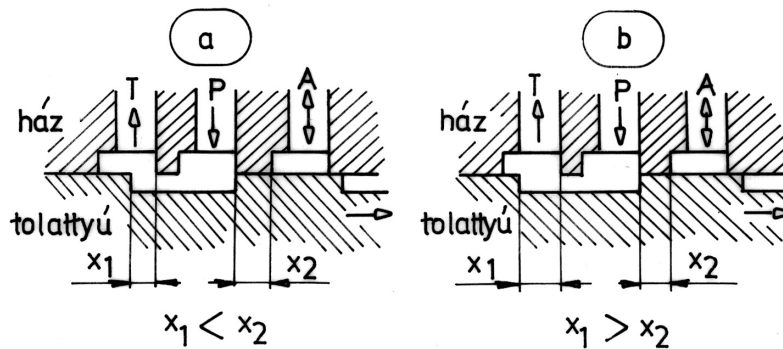
Átmeneti kapcsolási átfedés

A kapcsoló útváltók a tolattyú típustól függően pozitív, vagy negatív átmeneti kapcsolási átfedésűek lehetnek (61. ábra).

Pozitív túlfedés esetén kapcsolás közben az egyes csatornák közötti összeköttetés előbb megszűnik, s csak ezután kezd kialakulni az egyes csatornák között a következő diszkrét helyzetnek megfelelő összeköttetés. Előnye: kapcsolás

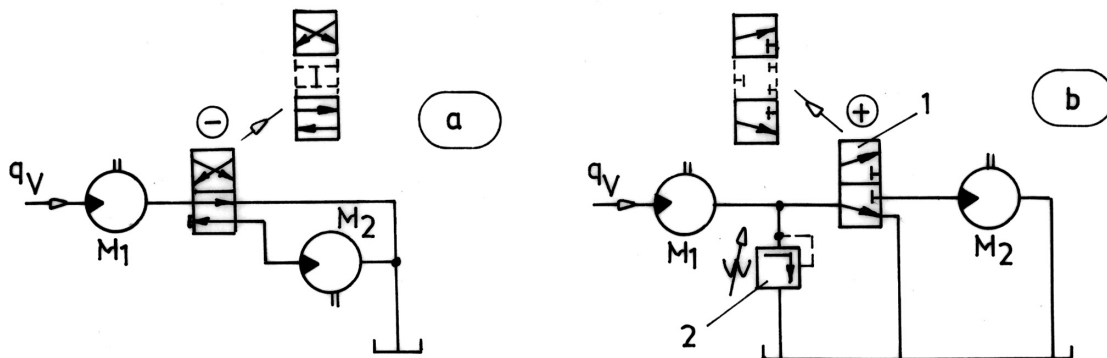
közben a lezárt tér nyomása a résvesztésegektől eltekintve nem csökken, ill. a fogyasztó nem szándékolt mozgása a külső terhelés hatására nem jöhet létre. Hátránya: az áramlási utak hirtelen zárása nem kívánatos átmeneti jelenségre kényszeríti a körfolyamát. (61.a ábra)

Negatív túlfedés esetén a diszkrét helyzetek közötti átmenet alatt - tehát rövid időre - a csatornák egymással összekötődnek. Előnye: kapcsolás közben csak ezért nyomáskülönbség nem alakul ki. Hátránya: kapcsolási folyamat alatt a fogyasztó nem szándékolt mozgást végezhet.



61.ábra

A 4/2 utú útváltók pozitív és negatív átmeneti kapcsolási átfedéssel egyaránt készülnek, tehát ezeknél van választási lehetőség. A többi tolattyútípusnál az átfedés konstrukciós adottság. Az átmeneti kapcsolási átfedés adottságaival járó nem kívánatos jelenségek rendszertechnikai megoldásokkal kompenzálhatóak (62. ábra, ill. később.)



62.ábra

Átváltási idő és annak dinamikus hatása

A tömegáram áramlási útvonalának hirtelen megszakításával járó nyomáslengések vizsgálatával Allievi foglalkozott.

A főidőn belüli zárás következtében beálló nyomásnövekedés - amely hozzáadódik a statikus nyomáshoz - a következőképpen számítható:

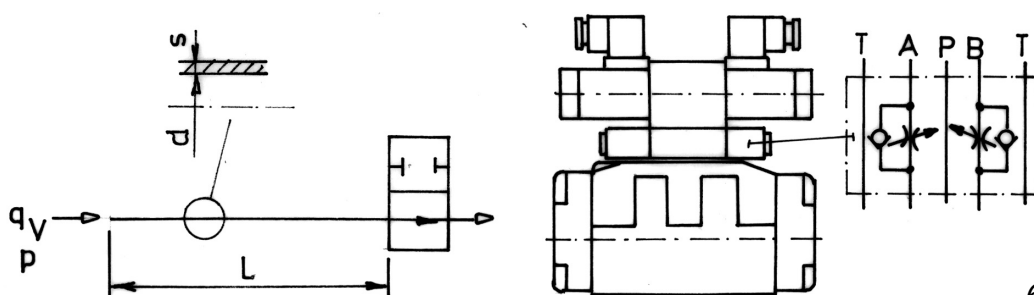
$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot v = \rho \cdot v \sqrt{\frac{E_B}{\rho}} = v \cdot \sqrt{\rho \cdot E_R} \quad , \text{ a főidő pedig : } t = \frac{2L}{a}$$

ahol

$$v = \frac{4 \cdot q_v}{d^2 \cdot \pi} \quad - \text{ a zárás előtti átlagsebesség}$$

$$a = \sqrt{\frac{E_R}{\rho}} \quad - \text{ a helyi hangsebesség}$$

$$\frac{1}{E_R} = \frac{1}{E_{\text{foly}}} + \frac{d}{s \cdot E_{\text{cső}}} \quad - \text{ az eredő rugalmassági modulus}$$



63. ábra

A kapcsolási idő elnyújtására kedvező lehetőség - az elővezérelt változatoknál - a főszelep vezérlőkamrái és az elővezérlő közé iktatott kettős fojtó - visszacsapószelep (63. ábra). Bekötése lehet olyan, hogy a hozzá-, vagy az elfolyó térfogatáramot határoolja.

A közvetlen villamos működtetésű útváltóknál az 5. csatornás változatok adnak lehetőséget az átváltási idő befolyásolására. A tolattyúvégek kétoldali rugós tereit belső csatorna köti össze, melyben egy kisméretű állítható fojtó van. Ezzel állítható be kapcsoláskor a rugóterek közötti térfogatáram nagysága, s így a tolattyú átváltási ideje.

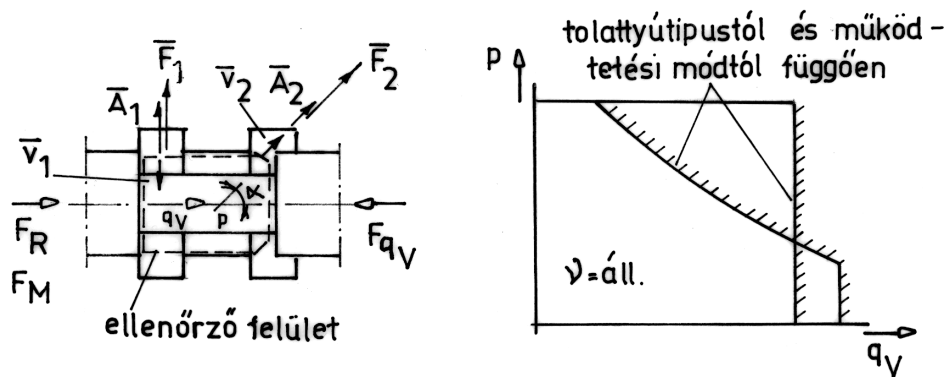
Határteljesítmények

A gyártók a tolattyútípustól és működtetési módtól függően a nyomás függvényében korlátozzák az útváltón áteresztendő térfogatáramot. Ennek oka, hogy ezeknél a határértékeknél a tolattyúra ható impulzuserő axiális összetevője összemérhető a diszkrét helyzetet fenntartó rugó-, vagy mágniserővel. A határt átlépve nem szándékolt kapcsolások jöhetnek létre.

A tolattyúra ható hidrodinamikai erő az impulzus tétel segítségével határozható meg:

$$\int_{(A)} \bar{v} \cdot \rho \cdot \bar{v} \cdot d\bar{A} = - \int_{(A)} p \cdot d\bar{A} + \int_{(A)} d\bar{s} + \int_{(A)} d\bar{G}$$

Miután általában $|\bar{A}_1| > |\bar{A}_2|$, azaz $|\bar{v}_1| < |\bar{v}_2|$, ezért a gyakorlat számára elegendő pontosságú csak a kilépési mozgásmennyiséggel számolni (64. ábra):



64. ábra

$$F_2 = (\rho \cdot \bar{A}_2 \cdot \bar{v}_2) \cdot \bar{v}_2$$

Az ellenőrző felületen a statikus nyomásból származó felületi erők jó közelítéssel kiegyenlítik egymást, eltekintve továbbá a súrlódási - és a súlyerőtől, az impulzuserő reakcióereje hat a tolattyúra. Ennek tengelyirányú összetevője skaláris alakban:

$$F_{q_v} = \cos\alpha \cdot F_2 = \cos\alpha \cdot \rho \cdot A_2 \cdot v_2^2 = \cos\alpha \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 = \cos\alpha \cdot \rho \cdot q_v \cdot v =$$

$$= \cos\alpha \cdot \rho \cdot q_v \left(\frac{2}{\rho} \Delta p \right)^{\frac{1}{2}} = f(q_v; \Delta p)$$

ahol

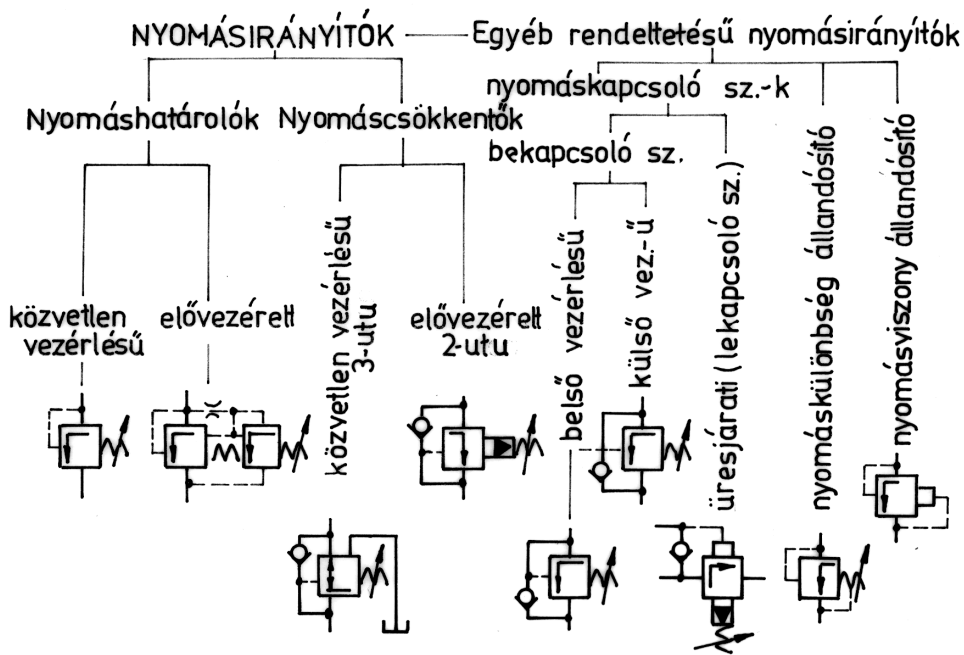
$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} v^2$$

$\alpha = 69^\circ$ (mert $x \gg \delta$) a kilépő sebességvektor hajlásszöge

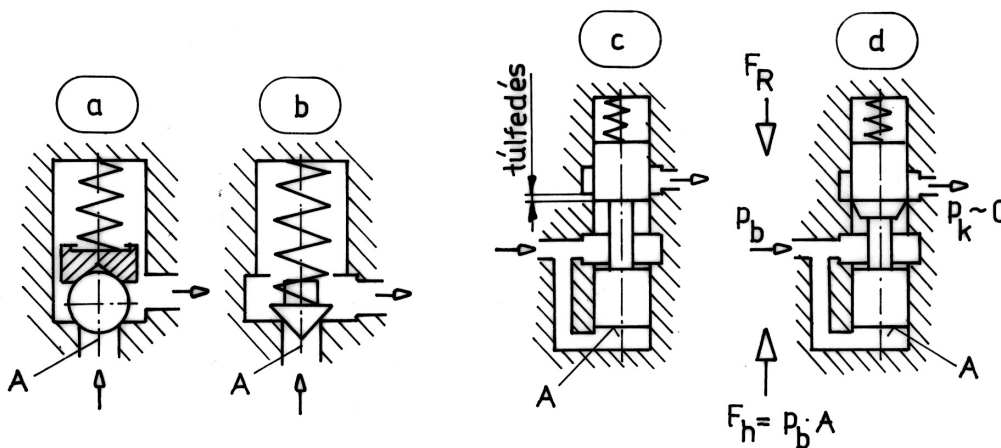
3.2 Nyomásirányítók

A nyomásirányítók a hidraulikus rendszerben, vagy annak egy részében a nyomást egy előre meghatározott módon befolyásolják. Működésüket tekintve arányos, érték-tartó szabályozók, alapjelük a rugóerő, szabályozott jellemzőjük pedig a nyomás (nyomásviszony), melyet a fojtási keresztmetszet változtatásával módosítanak. A változó fojtást kialakító elem ülékes, vagy tolattyús.

Az ülékes kivitelnél zárt állapotban a záróél mentén igen jó a tömítés. A tolattyúnál technológiai - és kenési okok miatt a ház és a tolattyú között mindig van illesztési hézag. Azért, hogy zárt állapotban a résvesztések minél kisebbek legyenek, a tolattyúk pozitív túlfedésűek (c). Ebből következően hirtelen nyomásváltozáskor, míg az ülékesek azonnal nyitnak, addig a tolattyúsak nyitása a túlfedésnek megfelelő elmoz-



65. ábra

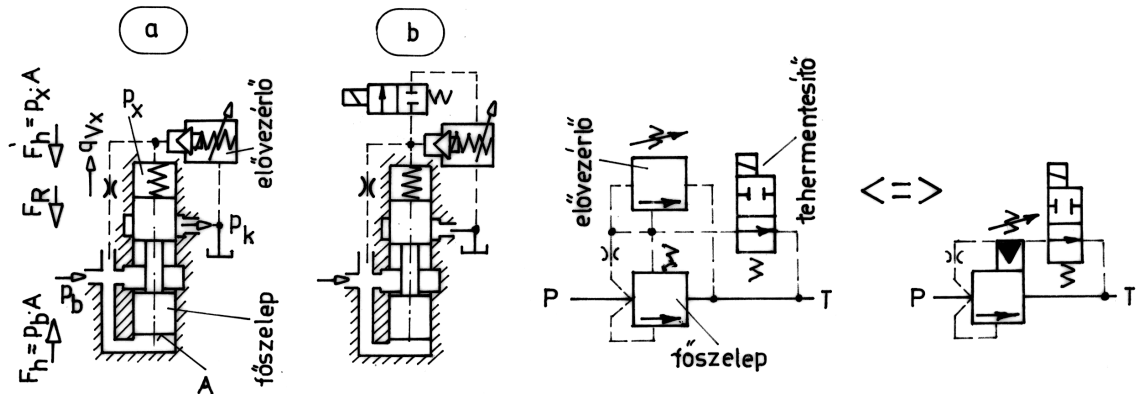


66. ábra

dulás után kezdődik. A túlfedés nagyságának megválasztása tehát mindig kompromisszum a résolaj nagysága és a nyitási idő között. A tolattyús megoldás előnye, hogy annak kúpos kialakításával (d) a nyitást (keresztmetszet - változás sebességét) finoman be lehet befolyásolni (66. ábra).

3.2.1 Nyomáshatárolók

A zárt alaphelyzetű nyomáshatárolók feladata, hogy a bemenetén lévő nyomást állandó értéken tartsa. A működési elvük igen egyszerű, a p_b bemenő nyomás egy mérőfelületre (A) hat és az ebből származó hidraulikai erő (F_h) mozgatja a záróelemet az előfeszített rugó által kifejtett ellentétes értelmű erővel (F_R) szemben. Nagyobb térfogatáramhoz nagyobb nyitás szükséges, a rugó jobban összenyomódik, s az erőegyensúlynak megfelelően a bemenőoldali nyomás is növekszik. Azokat a nyomáshatárolókat, melyekben a záróelem egyszerre látja el a szabályozó és a mérő-



67. ábra

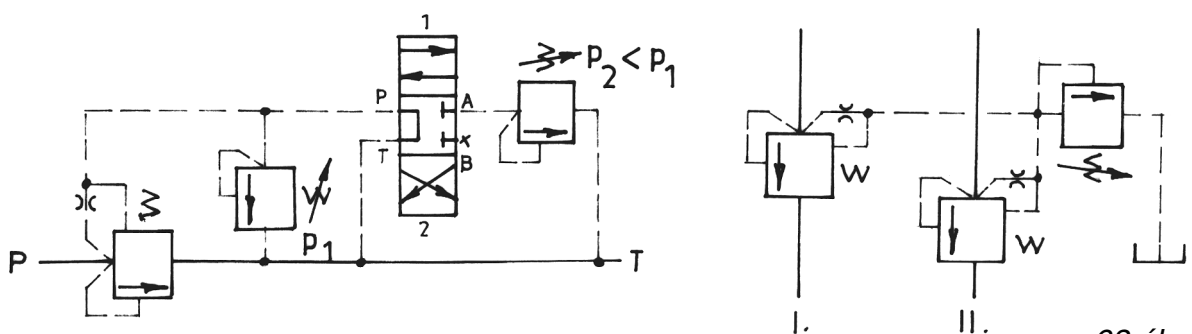
tag feladatát **közvetlen** (direkt) vezérlésű nyomáshatárolóknak nevezik. Az ülées kiviteleknel még a mérőfelület is azonos (66. ábra).

Nagy térfogatáramhoz nagy áteresztő keresztmetszet szükséges, tehát növelni kell a záróelem (tolattyú) névleges méretét. Ezzel jelentősen megnő a mérőfelületre ható erő, amihez nagy rugó szükséges. Ez vezetett az **elővezérelt** változatok kialakításához (67. ábra).

Ezeknél a nyomáshatárolóknál mérőtagként egy kisméretű, közvetlen működésű ülées szelep szerepel, s ez vezérli a főszelepet. A nyitónyomás az elővezérlővel állítható be, míg az átfolyási keresztmetszetet a főszelep változtatja. Ha az elővezérlő zárt, akkor a főszelep mindkét homloklapján azonos a nyomás, ezért a rugó a nyomáshatárolót zárt helyzetben tartja. Ha az elővezérlő nyit, akkor a mérőfójtón az áramlás (q_{vx}) miatt nyomáskülönbség alakul ki. A tolattyú felső homloklapjára ható vezérlőnyomás (p_x) csökken és a szelep előtti nyomásból (p_b) származó erő a rugóerővel szemben nyitja a főszelepet. A tolattyú zárásához kis rugóerő (súrlódási erő legyőzése, üléknél biztonságos tömítés) szükséges, ezért a főszelep jelentősebb nyitáshoz kis nyomáskülönbség is elengendő, s a szükséges rugó nem korlátozza az elérhető tolattyúátmérőket.

Az elővezérelt nyomáshatárolás további előnyei (68. ábra):

- tehermentesíthető,
- egy főszelephez több elővezérlő rendelhető,
- több főszelep közös elővezérlővel vezérelhető,
- az elővezérlő a főszeleptől függetlenül is elhelyezhető.



68. ábra

Műszaki jellemzők

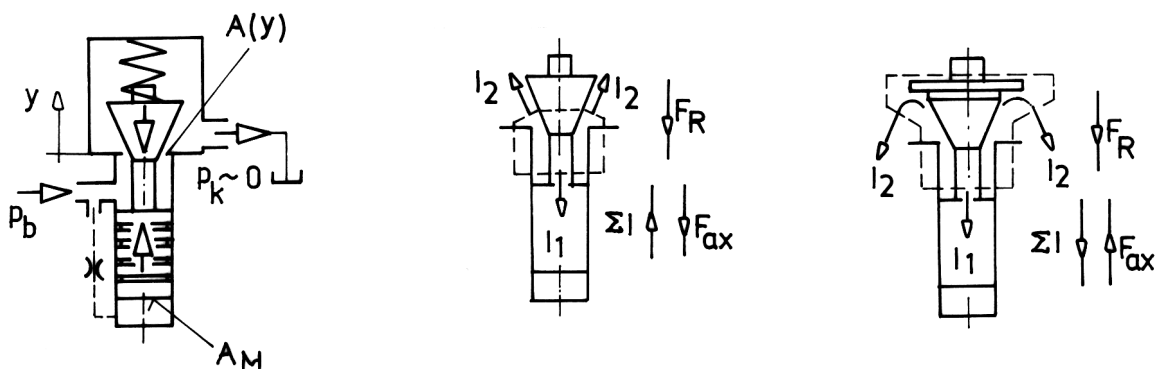
A nyomáshatárolók statikus és dinamikus jellemzői a jelleggörbékkel adhatók meg. Amíg azonban a statikus viselkedés (jelleggörbe) csak a vizsgált szelepnek a sajátja, addig a dinamikus viselkedés (jelleggörbe) nem vonatkoztatható el annak a körfolyamágnak a dinamikai tulajdonságaitól melyben a nyomáshatároló dolgozik.

A **statikus jelleggörbe** a $p = f(q_v; p_b = \text{áll})$ függvénykapcsolattal írható le, s az általános átfolyási egyenletből kiindulva határozható meg:

$$q_v = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_b - p_k)} \quad \text{majd } p_k \sim 0 \text{ feltételezésével:}$$

$$q_v = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p_b}$$

A szelep átfolyási keresztmetszete (A), mindig felírható a nyitás (y) függvényében.



69.ábra

Lineáris - $A = k \cdot y$ - kapcsolatot feltételezve a térfogatáram egyenlete a következőképpen alakul:

$$q_v = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot y \cdot \sqrt{p_b} = K \cdot y \cdot \sqrt{p_b} = f(y; p_b)$$

ahol $K = \mu \cdot k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ - állandó.

A térfogatáram változása linearizált közelítéssel:

$$\Delta q_v = \frac{\partial q_v}{\partial y} \Big|_{p_b=\text{áll}} \cdot \Delta y + \frac{\partial q_v}{\partial p} \Big|_{y=\text{áll}} \cdot \Delta p = K \cdot \sqrt{p_b} \cdot \Delta y + \frac{K \cdot y}{2 \cdot \sqrt{p_b}} \cdot \Delta p$$

A továbbiakban csak az első egyenlettagot figyelembevéve:

$\Delta q_V = K \cdot \sqrt{p_b} \cdot \Delta y$. A Δy részváltozás a záróelem statikus erőegyensúlyából határozható meg:

$$(p_b + \Delta p) A_M = F_{Rb} + c_R \cdot \Delta y$$

$$\text{Ebből } \Delta y = \frac{A_M}{c_R} \cdot \Delta p$$

ahol

c_R - a rugóállandó

F_{Rb} - a p_b beállítási (nyitási) nyomáshoz tartozó rugóerő.

$$\Delta q_V = K \cdot \sqrt{p_b} \cdot \frac{A_M}{c_R} \cdot \Delta p$$

Ebből kifejezve a Δp nyomásváltozást:

$$\Delta p = \frac{c_R}{K \cdot A_M \cdot \sqrt{p_b}} \cdot \Delta q_V$$

A statikus jellegörbe egyenlete pedig:

$$p = f(q_V; p=\text{áll}) = p_b + \Delta p = p_b + \frac{c_R}{K \cdot A_M \cdot \sqrt{p_b}} \cdot \Delta q_V \quad (7)$$

mellyel meghatározhatók a várható statikus jelleggörbe pontjai. A számított és mért statikus jelleggörbék között eltérés mutatkozik, melyet alapvetően a résben kialakuló nagysebességű folyadékáramlásból a záróelemre ható impulzuserő okoz. A 69. ábrán szereplő "A" változatnál az impulzuserő eredője (F_{ax}) a rugóerővel egyező értelmű, s hatásában a mechanikai rugóállandót növeli. A "B" változatnál, a folyadéksugár visszafordításával (annak mértékével) az impulzuserő kedvezőtlen hatása mérsékelhető, ill. megfordítható.

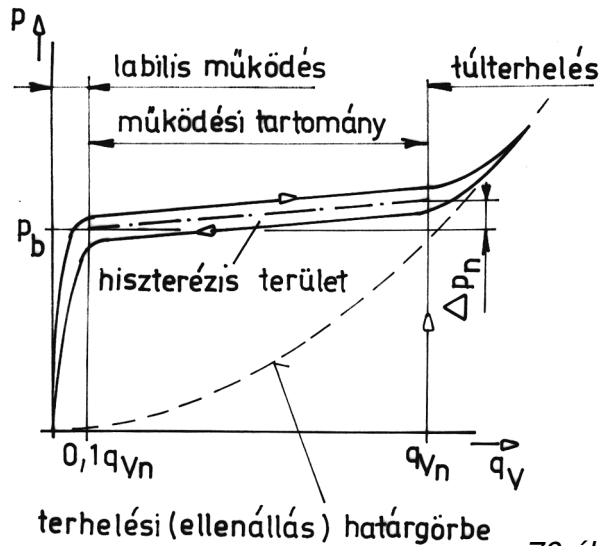
A statikus jelleggörbét mindig mérésrel határozzák meg. A szelep jóságát az ún. "működési tartomány" meredekségével jellemzik. Számszerű értékelésére a **lefújási tartomány** használatos:

$$LT(\%) = \frac{\Delta p_n}{p_b} \cdot 100$$

Annál kedvezőbb a statikus jelleggörbe minél kisebb a lefújási tartomány. Javításának lehetőségei a (7) egyenlettel összhangban:

- csökkenteni a rugóállandót,
- kihasználni az impulzuserő kompenzálást
- növelni a záróelem méreteit.

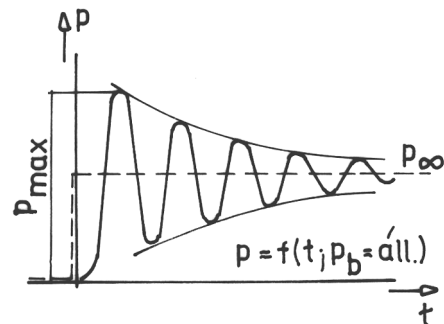
A jelleggörbéknek a rugó hiszterézis és a súrlódás miatt hiszterézis területük van. Miután a záróelem maximális nyitása általában szerkezetiileg lehatárolt, ezért ezen a $q_v - p$ síkon megadják az állandó, maximális nyitáshoz tartozó ún. terhelési határgörbét is. Jelentősége, hogy az adott szeleppel a görbétől jobbra eső mező $q_v - p$ pontjai nem realizálhatók (70. ábra). **Dinamikai** szempontból a nyomáshatárolót az átmeneti függvénye jellemzi, amely a nyomás időbeli lefolyását adja meg. A szelep hirtelen nyitása (ugrásfüggvény bemenet) esetén:



70. ábra

$$p = f(t; p_b = \text{áll.}; q_v = \text{áll.})$$

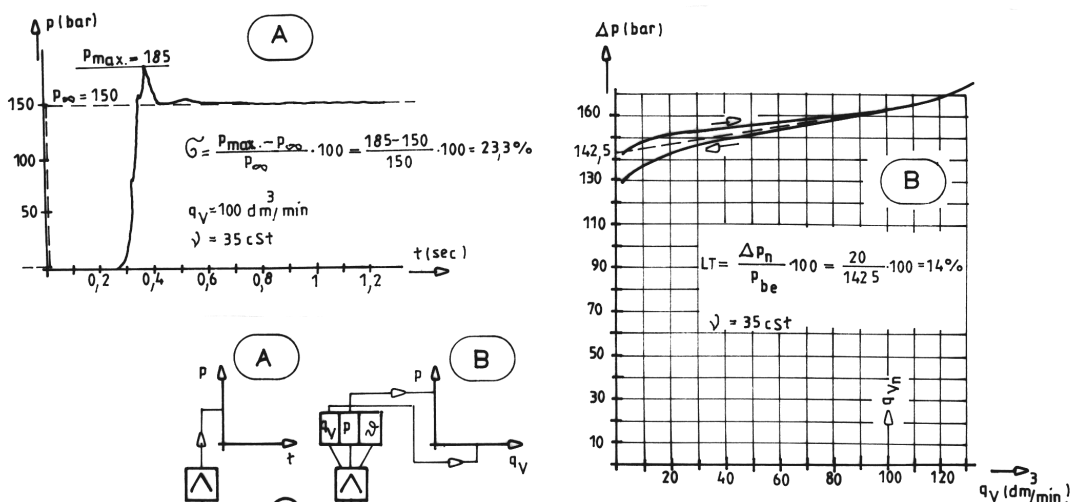
Ez a függvény a nyomáshatároló és a körfolyamág kölcsönhatásában alakul ki és számszerű jellemzésére az ún. **túllendülés** használatos (71. ábra):



71. ábra

$$\sigma(\%) = \frac{p_{\max} - p_{\infty}}{p_{\infty}} \cdot 100$$

A nyomáshatárolók mindkét jelleggörbét próbapadon veszik fel. Az alábbi ábrán a mérőkör összeállítása, s a kiértékelt jelleggörbék láthatók.



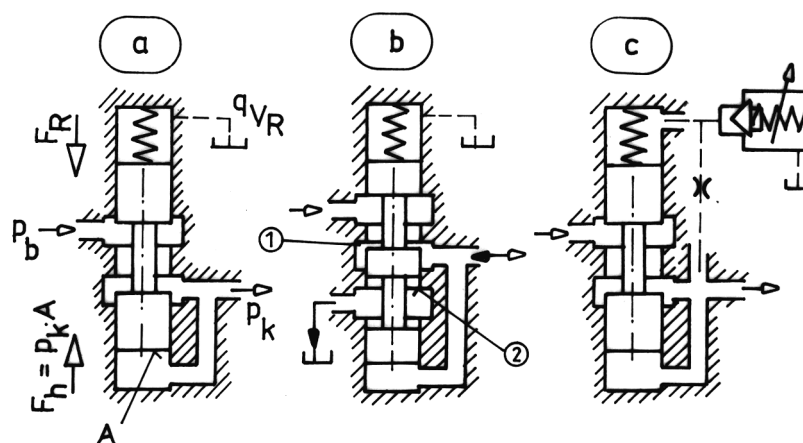
72. ábra

Alkalmazási és üzemviteli szempontok

A nyomáshatárolók kiválasztásánál mindig figyelembe kell venni a körfolyamban betöltött szerepüket. Így **biztonsági** szelepnél - amely csak üzemzavar, túlterhelés esetén működik - a jó dinamikai jelleggörbe, míg **túlfolyónál** - amely normális üzemi körülmények között is funkcionál, pl: fojtásos sebességvezérlésnél - általában a jó statikus karakterisztika a fontosabb. Dinamikai viselkedés szempontjából a közvetlen (direkt) működésű, statikus viselkedés szempontjából pedig az elővezérelt változatok a kedvezőbbek. A nyomáshatárolóknál leggyakrabban stabilitási problémák merülnek fel. Ennek oka, hogy a hidraulikus rendszer, ill. a kapcsolódó berendezés gyakran gerjesztőként hat, és ha a gerjesztés frekvenciája a nyomáshatároló sajátfrekvenciájának közelében van, akkor erős zaj, nyomáscsúcsok jelentkeznek. Ez a nyomáshatároló csillapításának növelésével ill. a gerjesztés áthangolásával csökkenthető. Problémát jelenthet az elővezérelt kiviteleknel a folyadék tisztasága, ugyanis a működéshez / csillapításhoz használatos fojtóbetétek furatának átmérője: 0,8 - 1,0 [mm]. Gyakori üzemzavar, hogy az elővezérelt nyomáshatároló nem kívánatos esetben is tehermentesít. Oka, a fojtóbetét (mérőfojtó) eltömődése miatt a főszelep nyitott állapota. A hiba a fojtóbetét tisztításával szüntethető meg.

3.2.2 Nyomáscsökkentők

A nyitott alaphelyzetű nyomáscsökkentők a kimenő oldali nyomást tartják állandó értéken. Működésük a nyomásirányítók általános elvén alapul, mérőfelületükre - a nyomáshatárolókkal ellentétben nem a bemenőági, hanem - a kimenőági nyomás hat és az ebből származó erőknek kell a rugóerővel szemben egyensúlyt tartani, ill. elmozdítani a szeleptestet.



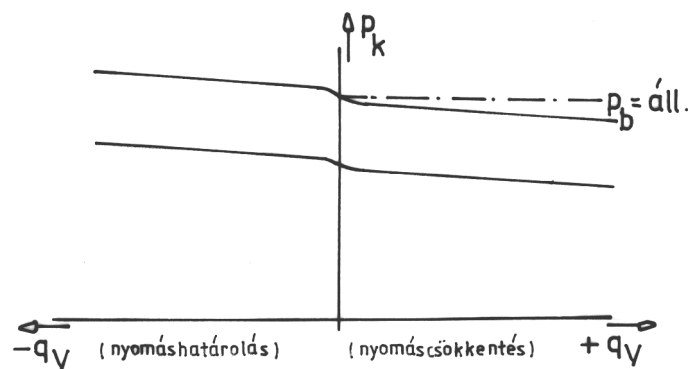
73.ábra

A hermetikus zárás nem alapfeltétel, a kis térfogatáramok vezérlése viszont igen fontos, ezért tolattyús változatok. A közvetlen vezérlésűek (a; b) két- és háromutú kivitelben készülnek. Az "a" változatnál a motor üzemkor külső terhelés hatására, ill. a résvesztések miatt (nulla fogyasztásnál) a szabályozott szakaszban a beállított-

nál nagyobb túlnyomás jöhet létre, mert a tolattyú a nyomás növekedésekor lezár, visszarám pedig nem lehetséges. Ezzel szemben a háromutú kivitel egyben, mint nyomáshatároló is működik. A nyomáscsökkentő ①jelű vezérlőlének zárása után, további nyomásnövekedés hatására, nyitni kezd a nyomáshatároló ② jelű vezérlőlé (kis pozitív túlfedésen áthaladva) és annyi folyadékot enged ki a szabályozott térből, hogy a beállított nyomásnál sokkal nagyobb ne jöhessen létre. Hasonló indokok alapján, mint a nyomáshatárolóknál, a nyomáscsökkentőknél is vannak elővezérelt változatok (c). Az elővezérlő mérőtag szintén egy kisméretű nyomáshatároló, melyre a kimenőági nyomás hat. A túlnyomás ellen is az elővezérlő véd.

Műszaki jellemzők

Mivel a nyomáscsökkentők működési elve és szerkezeti kialakítása lényegében nem tér el a nyomáshatárolókétól, ezért működésüket egy-két eltéréssel, ugyanazokkal a jellemzőkkel lehet minősíteni. Statikus jelleggörbéjük a $p_k = f(q_v; p_b = \text{áll.})$ függvényvel adható meg.

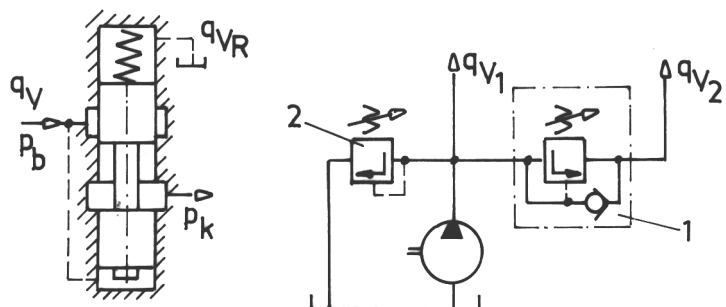


74.ábra

A nyomáscsökkentés tartományában (+ q_v) az elővezérelt,- a nyomáshatárolás tartományában (- q_v) a 3-utú közvetlen működésű változat a kedvezőbb. A $q_v = 0$ helyen mutatkozó nyomásugrás a vezérlőtollattyú túlfedése miatt van. Az elővezérelt nyomáscsökkentőn még nyugalmi állapotban is át kell folynia a vezérléshez szükséges, kb. 1 [dm³/min] vezérlőáramnak. A közvetlen vezérlésű kialakítás résvesztése (minimális térfogatárama) ennél egy nagyságrenddel kisebb, kb. 0,03 - 0,05 [dm³/min].

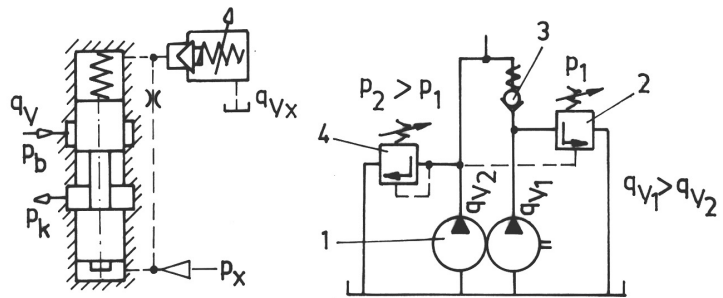
3.2.3 Nyomásra kapcsoló szelepek

A nyomásra kapcsoló szelepek a munkafolyadékot valamilyen nyomásjel hatására saját magukon, a szelepellenállási veszteségtől eltekintve szabadon átengedik. Ezzel a kimenetüket vagy nyomás alá helyezik, vagy a bemenetüket nyomásmentesítik. A többi nyomásirányítóhoz hasonlóan, névleges mérettől függően közvetlen működésűek, vagy elővezéreltek. Ezek a szelepek mindig tolattyús szerkezetűek,



75.ábra

mert így a kapcsoláskor lejátszódó folyamatok (hornyokkal, túlfedéssel stb.) jobban befolyásolhatók. Kialakításuk szerint belső-, vagy külső vezérlésűek. A **belső** vezérlésűek akkor lépnek működésbe, ha a bemenetükön a nyomás a beállított értéket elérte (75. ábra).



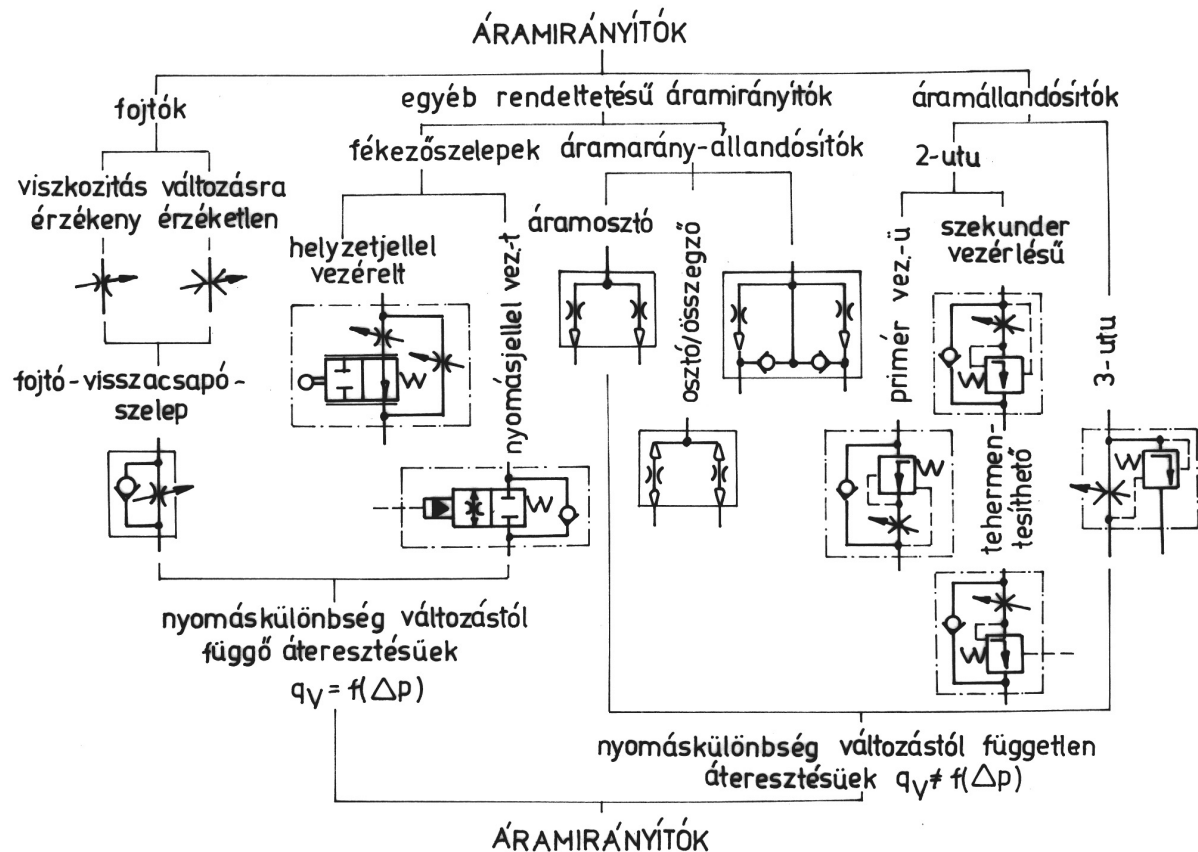
Ezek a szelepek alapvetően

76. ábra

nyomástól függő sorrendvezérlésre alkalmasak, és általában a kétirányú áramlás lehetősége miatt visszacsapószeleppel párhuzamosan kötöttek. A **külső** vezérlésűeknél az átkapcsoláshoz a működtető ágban kell a nyomásnak (p_x) a rugó által meghatározott értéket elérni. Ezekkel a szelepekkel nyomásjeltől függő logikai feladatok, reteszfeltételek oldhatók meg.

3.3 Áramirányítók

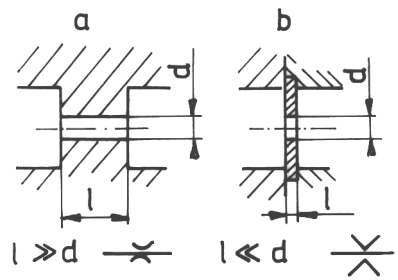
Az áramirányítók feladata a hidraulikus körfolyamágakban a térfogatáram irányítása. Közös szerkezeti elemük az állandó-, vagy változtatható áramlási keresztmetszet. Az áramirányítók többféle szempont (rendeltetés, minőségi jellemzők) csoportosíthatók.



77. ábra

3.1.1 Fojtók (fojtó-visszacsapószelepek)

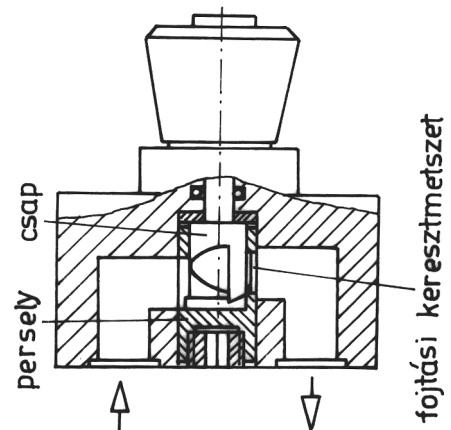
A fojtókeresztmetszet állíthatósága szerint megkülönböztethetők állandó- és állítható fojtók. Az **állandó** fojtó szerkezete rendkívül egyszerű, hiszen lényegében csak egy megfelelő belvilágú és hosszúságú nyílás. Általában kétféle kialakítást alkalmaznak, az egyik a csőprofil, a másik egy éles peremű furat. Az elsőt a lamináris áramlások tartományában alkalmazzák, s a nyomáskülönbségen kívül jelentős a munkafolyadék viszkozitásának (hőmérsékletének) befolyása is. A



78.ábra

másik a turbulens áramlások tartományában használható, s a viszkozitás változás hatása elenyésző. Az állandó fojtókat önállóan ritkán, inkább csak szerkezeti elemként alkalmazzák. Az **állítható** fojtóknál a fojtókeresztmetszet általában háromszög, négyzög, körgyűrű, vagy körszelet alakú.

Ezek a geometriai alakzatok a konstrukcióktól függően axiálisan elmozduló, ill. szögelfordulást végző szerkezeti elem egyaránt elhelyezhetők. A fojtórés geometriai alakja és hossza, továbbá az állítás precízsege jelentősen befolyásolják a fojtók minőségi jellemzőit. A fojtó állítása tetszőleges lehet, általában személyi (kézi) működtetésűek. A minőségi jellemzőket tekintve vannak az ún. általános rendeltetésű- és finomfojtók. A fojtó-visszacsapószelepeknél a fojtók, közös házban visszacsapószeleppel párhuzamosan kötöttek.



79.ábra

Műszaki jellemzők

A térfogatáram és a nyomáskülönbség közötti összefüggést az ismert átfolyási egyenlet fejezi ki:

$$q_v = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_f \cdot \sqrt{\Delta p} = k \cdot A_f \cdot \sqrt{\Delta p} = f(\Delta p; A_f = \text{áll})$$

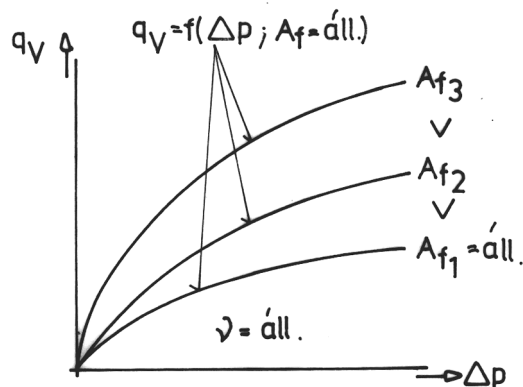
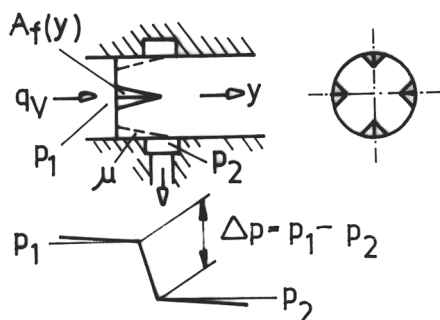
Az összefüggésnek megfelelő jelleggörbe-csoportot a 81. ábra mutatja.

A fojtórés geometriai alakja, lényegesen befolyásolja a fojtók minőségi jellemzőit, mint:

- vezérlési érzékenység,
- az áramlás stabilitása,
- viszkozitás érzékenység

A **vezérlési érzékenység** a beállítási pontossággal van összefüggésben, s az állítóelem egységnyi elmozdulására - axiális (y), szögelfordulás (φ) - eső térfogatáram változást fejezi ki állandó nyomáskülönbség esetén:

$$q_v = f\left(\frac{y}{\varphi}; \Delta p = \text{áll}\right)$$



80. ábra

81. ábra

Az állítóelem elmozdulása (y ; φ) és a keresztmetszet (A_f) változása közötti kapcsolat a konstrukció kialakításától függ és nem szükségszerűen lineáris. A progresszív jellegű görbe különösen a kis térfogatáramok tartományában biztosít pontosabb beállítást. Az **áramlás stabilitásán** a fojtón beállított ki térfogatáramok beállítást követő időbeli változását értik. - $q_v = f(t; A_f = \text{áll}; \Delta p = \text{áll}; \nu = \text{áll.})$ - . Ez a hidraulikus rendszer szűrési finomsága mellett összefügg a fojtó keresztmetszet, un. hidraulikai sugarával (r) is. A hidraulikai sugár (a keresztmetszet és a nedvesített kerület hányadosa) a fojtórés eltömődési hajlamát is kifejezi. Adott szűrési finomság mellett az áramlás stabilitása annál nagyobb, minél nagyobb a fojtórés hidraulikai sugara. A fojtókeresztmetszet változással járó hidraulikai sugár változás a háromszög alakú fojtórés esetén a legkedvezőbb, így kis térfogatáramok beállítására az ilyen konstrukciójú fojtók a legalkalmasabbak.

A harmadik jellemző, a fojtó **viszkozitás érzékenysége**, vagyis az, hogy a beállított térfogatáram a munkafolyadék viszkozitás változásának függvényében milyen mértékben változik - $q_v = f(\nu; A_f = \text{áll}; \Delta p = \text{áll.})$ - . Annál jobb a fojtó, minél kisebb mértékű ez a változás. Ennek feltétele, hogy a fojtókeresztmetszet gyakorlatilag "zérus" réshosszúságú legyen. Az átfolyási egyenlet - amely az ideális (súrlódásmentes) közeg áramlására érvényes Bernoulli - egyenletből adódik - ezt eleve feltételezi. A finomfojtók ezért készülnek néhány tized mm réshosszakkal. A fojtók viszkozitás érzékenysége azok olyannyira lényeges jellemzője, hogy ez kifejezésre jut a kapcsolási jelképen is.

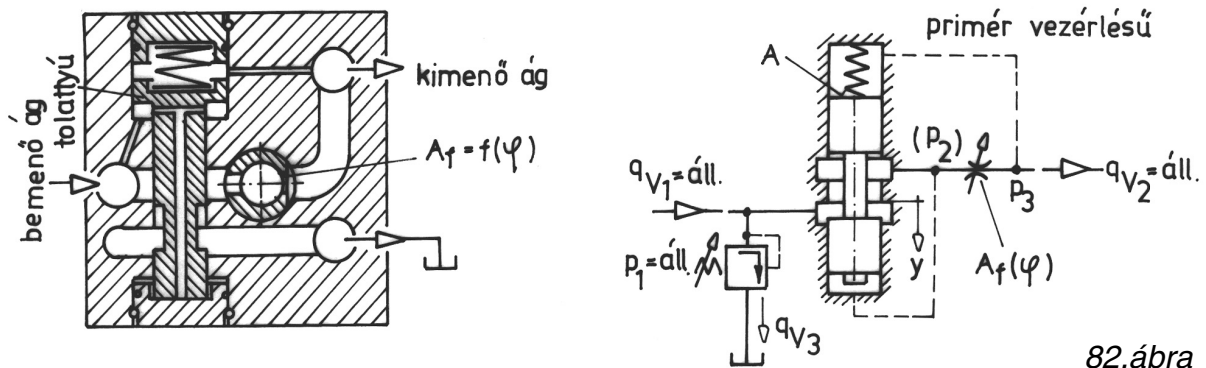
Fojtót általában csak ott szabad alkalmazni térfogatáram irányítására, ahol a fojtón létrejövő nyomásesés állandó, vagy akkor, ha a változó nyomáskülönbség hatására létrejövő sebességváltozás nem döntő. A kiválasztásnál különös figyelmet kell fordítani a szükséges legkisebb térfogatáram beállíthatóságára. A fojtók egy része zárt állapotban is áttereszt, és nem mindegyik állítható terhelés alatt.

3.3.2 Áramállandósítók

Az áramállandósítók szelepkombinációk - egy fojtóból és egy nyomáskülönbség - állandósítóból állnak - melyek a fojtó be- és kimenete között a nyomáskülönbséget a rendszerben fellépő nyomásváltozásoktól függetlenül állandó értéken tartják. Két- és háromutú változataik vannak.

3.3.2.1 Kétutú áramállandósító

A kétutú áramállandósítónál a fojtó és a nyomáskülönbség - állandósító az áramlás irányában sorbakapcsolt. A kapcsolás sorrendjének megfelelően lehet "primér"-, ill. "szekunder" vezérlésű. A nyomáskülönbség - állandósító alaphelyzetben nyitott és a kimenő-, ill. a bemenőág nyomásának változásakor kezd záródni a belső csatorna.



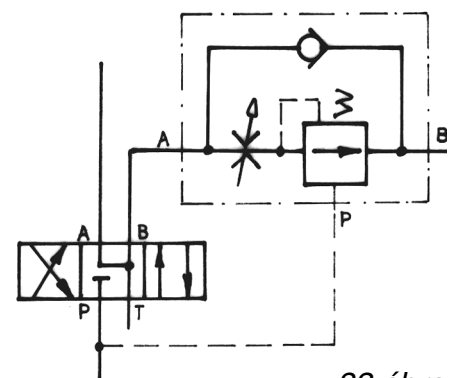
82. ábra

A térfogatáram nagyságát a fojtóval lehet beállítani. A fojtón létrejövő nyomáskülönbséget döntően a nyomáskülönbség - állandó rugója határozza meg. Ahhoz, hogy a térfogatáram a nyomásváltozások hatására kevésbé változzon, minimális rugóállandóra és maximális tolattyúátmérőre van szükség, ezt azonban stabilitási- és zavaró tényezők korlátozzák. Ezért alkalmaznak speciális kialakítású tolattyúkat (pl. lépcsőset).

A szekunder irányítású változat nyomáskülönbség - állandósítója lehet, "külső" vezérlésű is. Ennek az indításkori térfogatáram (sebesség) változásoknál van jelentősége.

A nyitott alaphelyzetű nyomáskülönbség - állandósító miatt ugyanis indításkor (az időállandón belül) az áramállandósító fojtóként viselkedik, azaz a beállított térfogatáram nyomáskülönbség függő lesz. Az ábrán szereplő bekötésnél alaphelyzetben a nyomáskülönbség - állandósító zárt.

Az útváltó átkapcsolásakor a fojtó utáni nyomásváltozásra a nyomáskülönbség - állandósító fokozatos nyitásával indul meg az áramlás (83. ábra).



83. ábra

Műszaki jellemzők

- térfogatáram - nyomáskülönbség jelleggörbe

A rendszer működésének feltétele: $q_{V1} > q_{V2}$; $p_1 > p_3$ és $p_1 = \text{áll.}$

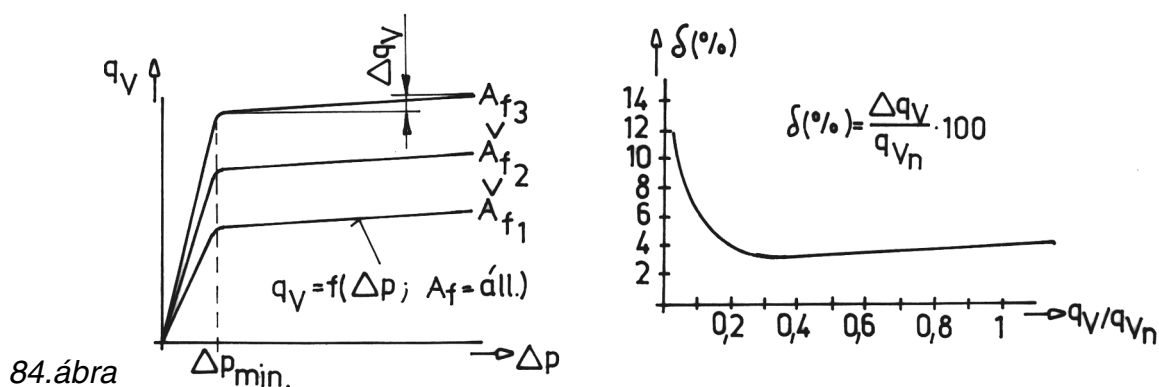
Az állandósított térfogatáram:

$$q_{V2} = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_3)} = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{23}}$$

A fojtóelemre jutó nyomáskülönbség a tolattyú statikus erőegyensúlyából (súrlódási és áramlási erőkől eltekintve) (82. ábra):

$$F_R + p_3 \cdot A - p_2 \cdot A = 0 \quad \rightarrow \quad p_2 - p_3 = \Delta p_{23} = \frac{F_R}{A} \sim \text{áll.}$$

Mint látható a fojtó be- és kimeneti pontjainak nyomáskülönbsége (Δp_{23}) a külső mechanikai terheléssel (erő/nyomaték) változó p_3 rendszer - nyomástól függetlenül állandó.



Az áramállandósító statikus jelleggörbéje, valamint a térfogatáram hibagörbéje a 84. ábrán látható.

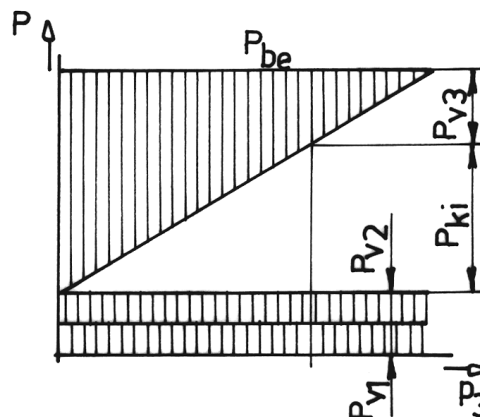
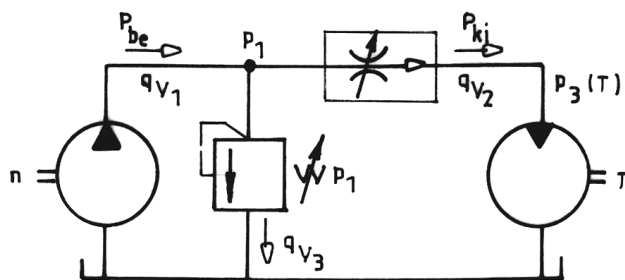
A görbék alapján a következő fontosabb megállapítások tehetők:

- a működési tartományon belül ($\Delta p \rightarrow \Delta p_{\min}$) a rendszernyomás (nyomáskülönbség) változásának függvényében jól működnek (majdnem vízszintes jelleggörbe, kis Δq_V) $\Delta p_{\min} = (3 \div 10)$ [bar]
- pontosságuk a kis térfogatáramoknál a legrosszabb, majd rohamosan javul és végül a túlterhelés tartományában ismét romlik.

- energiamérleg (vesztéselteljesítmények)

A szivattyú térfogatáramát (q_{V1}) és a túlfolyó határolta nyomást (p_1) állandónak tekintve a bemenő teljesítmény (85. ábra):

$$P_{be} = q_{V1} \cdot p_1 = \text{áll.}$$



85. ábra

a kimenő teljesítmény:

$$P_{ki} = q_{V2} \cdot p_3 \neq \text{áll.}$$

A veszteségteljesítmény pedig:

$$\Sigma P_v = P_{be} - P_{ki} = q_{V1} \cdot p_1 - q_{V2} \cdot p_3$$

Figyelembe véve, hogy $q_{V1} = q_{V2} + q_{V3}$, a veszteségteljesítmény összefüggése a következő lesz:

$$\Sigma P_v = (q_{V2} + q_{V3}) p_1 - q_{V2} \cdot p_3 = q_{V2} \cdot p_1 + q_{V3} \cdot p_1 - q_{V2} \cdot p_3 = q_{V3} \cdot p_1 + q_{V2} (p_1 - p_3)$$

A $(p_1 - p_3)$ nyomáskülönbség pedig:

$$(p_1 - p_3) = \Delta p_{13} = (p_1 - p_2) + (p_2 - p_3) = \Delta p_{12} + \Delta p_{23}$$

Ezzel

$$\Sigma P_v = q_{V3} \cdot p_1 + q_{V2} \cdot \Delta p_{23} + q_{V2} \cdot \Delta p_{12} = P_{v1} + P_{v2} + P_{v3}$$

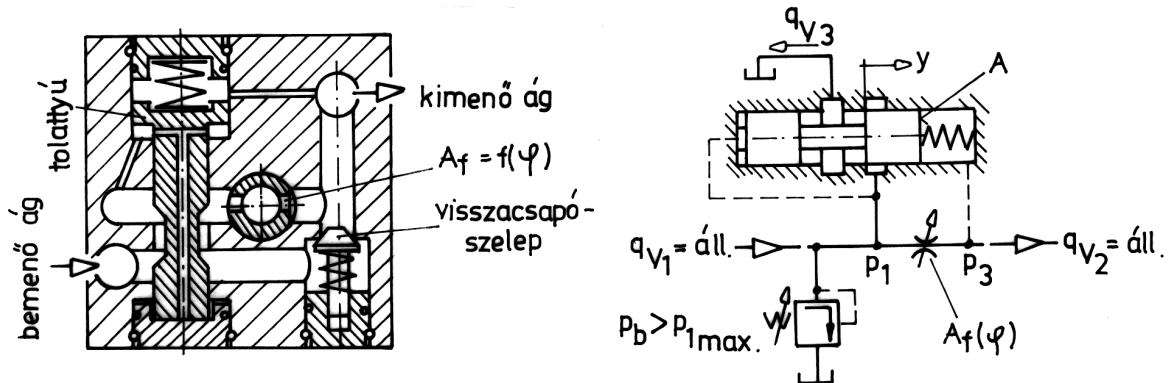
ahol

- $P_{v1} = q_{V3} \cdot p_1 = \text{áll.}$, a túlfolyó veszteségteljesítménye
- $P_{v2} = q_{V2} \cdot \Delta p_{23} = \text{áll.}$, a fojtó veszteségteljesítménye
- $P_{v3} = q_{V2} \cdot \Delta p_{12} \neq \text{áll.}$, a nyomáskülönbség - állandósító veszteségteljesítménye.

A kétutú áramállandósító csak akkor működik elfogadható veszteséggel (85. ábra), ha a terhelés állandóan -, vagy az üzemidő jelentékeny részében a maximális érték közelében van. Kis terhelésnél a veszteségek igen nagyok.

3.3.2.2 Háromutu áramállandósító

Ennél a változatnál a fojtó és a nyomáskülönbség állandósító az áramlás irányában párhuzamosan kapcsolt, és a nyomáskülönbség - állandósító alaphelyzetben zárt.



86.ábra

Műszaki jellemzők:

- térfogatáram - nyomáskülönbség jelleggörbe

A rendszer működésének feltétele $q_{V1} > q_{V2}$; $p_1 > p_3$ és $p_{be} > p_{1max}$.

Az állandósított térfogatáram:

$$q_{V2} = \mu \cdot A_f \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_3)} = \mu \cdot A_f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{13}}$$

A fojtóelemre jutó nyomáskülönbség a tolattyú statikus erőegyensúlyából (súrlódási és áramlási erőktől eltekintve):

$$F_R + p_3 \cdot A - p_1 \cdot A = 0 \quad \rightarrow \quad p_1 - p_3 = \Delta p_{13} = \frac{F_R}{A} \sim \text{áll.}$$

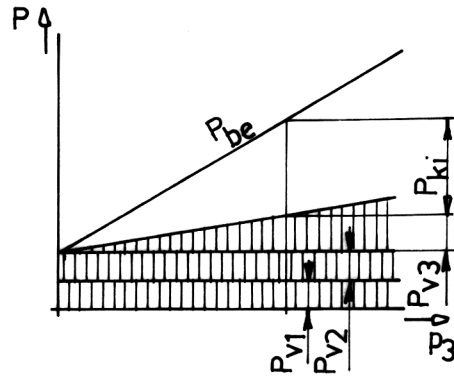
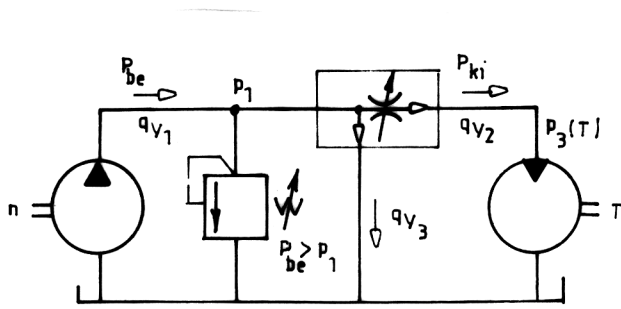
Mint látható a fojtó be- és kimeneti pontjainak nyomáskülönbsége (Δp_{13}) a külső mechanikai terheléssel (erő/nyomaték) változó p_3 rendszer - nyomástól függetlenül állandó.

Az áramállandósító statikus jelleggörbéje, valamint a térfogatáram hibagörbéje a 84. ábrán látható.

- energiamérleg (vesztéselteljesítmények)

A szivattyú térfogatáramát (q_{V1}) állandónak tekintve, a bemenő teljesítmény:

$$P_{be} = q_{V1} \cdot p_1 \neq \text{áll.}$$



87. ábra

A kimenő teljesítmény:

$$P_{ki} = q_{v2} \cdot p_3 \neq \text{áll.}$$

A veszteségteljesítmény pedig:

$$\Sigma P_v = P_{be} - P_{ki} = q_{v1} \cdot p_1 - q_{v2} \cdot p_3$$

Figyelembe véve, hogy $q_{v1} = q_{v2} + q_{v3}$, ill. $p_1 = p_3 + \Delta p_{13}$ a veszteségteljesítmény összefüggése a következő lesz:

$$\Sigma P_v = (q_{v2} + q_{v3}) (p_3 + \Delta p_{13}) - q_{v2} \cdot p_3 = q_{v2} \cdot p_3 + q_{v3} \cdot p_3 + q_{v2} \cdot \Delta p_{13} + q_{v3} \cdot \Delta p_{13} - q_{v2} \cdot$$

$$\cdot p_3 = q_{v2} \cdot \Delta p_{13} + q_{v3} \cdot \Delta p_{13} + q_{v3} \cdot p_3 = P_{v1} + P_{v2} + P_{v3}$$

ahol

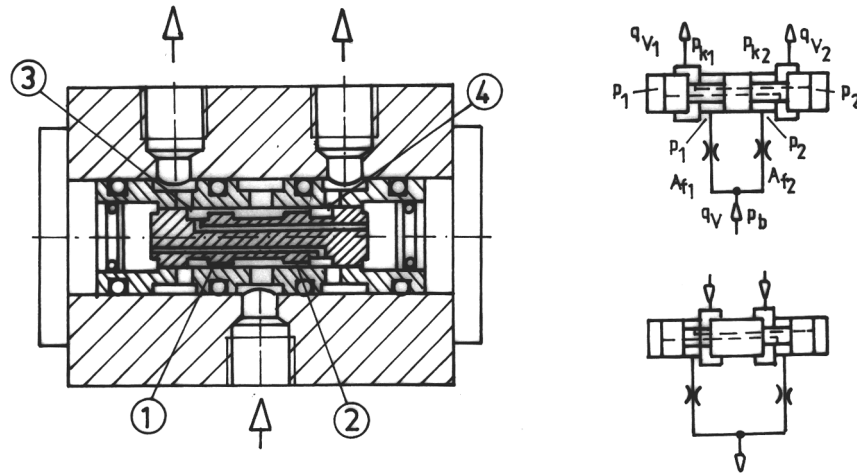
- $P_{v1} = q_{v2} \cdot \Delta p_{13} = \text{áll.}$, a fojtó veszteségteljesítménye,
- $P_{v2} = q_{v3} \cdot \Delta p_{13} = \text{áll.}$, a nyomáskülönbség - állandósító veszteségteljesítményének állandó része
- $P_{v3} = q_{v2} \cdot p_3 \neq \text{áll.}$, a nyomáskülönbség - állandósító terheléssel változó veszteségteljesítménye.

A háromutú áramállandó veszteségteljesítménye, mint látható a terheléssel arányosan változik (87. ábra).

3.3.3 Áramviszony - állandósítók

A fojtásos áramviszony-állandósítók két körfolyamág térfogatárama között meghatározott viszonyt (a legáltalánosabban: 50 - 50 %) tartanak fenn.

A szerkezeti kialakítás lényege, hogy minden ki-, (vagy be) menő ághoz egy állandó - ① ; ② - és egy változó - ③ ; ④ - fojtó tartozik. Az állandó fojtók feladata a térfogatáram osztása, ill. összegzése. Ezek állandó keresztmetszeteinek viszonya meg-



88.ábra

egyeznek a kívánt térfogatáram - viszonytal. A változó keresztmetszetű fojtók (fojtóelek) feladata a külső mechanikai terhelés (erő/nyomaték) változásával járó nyomásváltozás kiegyenlítése. Minden terhelésváltozással járó nyomásváltozás hatására addig mozdul el a tolattyú, míg az így változó fojtókeresztmetszetei helyre nem állítják a nyomások azonosságát.

Általában áramosztó-, vagy összegző, ill. áramosztó/összegző funkcióban készülnek. Az áramosztó/összegző változatnál az áramlás irányától függően a vezérlővezetékek átkötése automatikusan megtörténik.

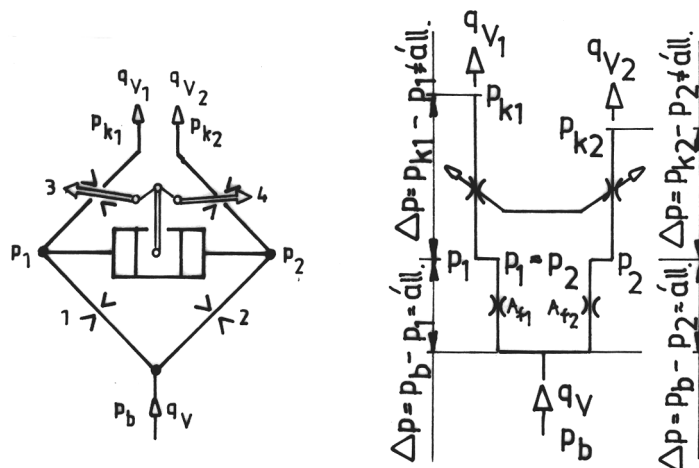
Műszaki jellemzők

A két ág térfogatáram - viszonya a következő összefüggéssel fejezhető ki:

$$\frac{q_{V1}}{q_{V2}} = \frac{A_{f1}}{A_{f2}} \cdot \left[\frac{p_b - p_1}{p_b - p_2} \right]^{\frac{1}{2}} \gtrless 1$$

A szimmetrikus áramviszonynál ($q_{V1} = q_{V2}$) a két fojtókeresztmetszet ($A_{f1} = A_{f2}$) megegyezik, ekkor a közös belépő nyomás miatt a térfogatáram - egyenlőség elegendő feltétele, hogy

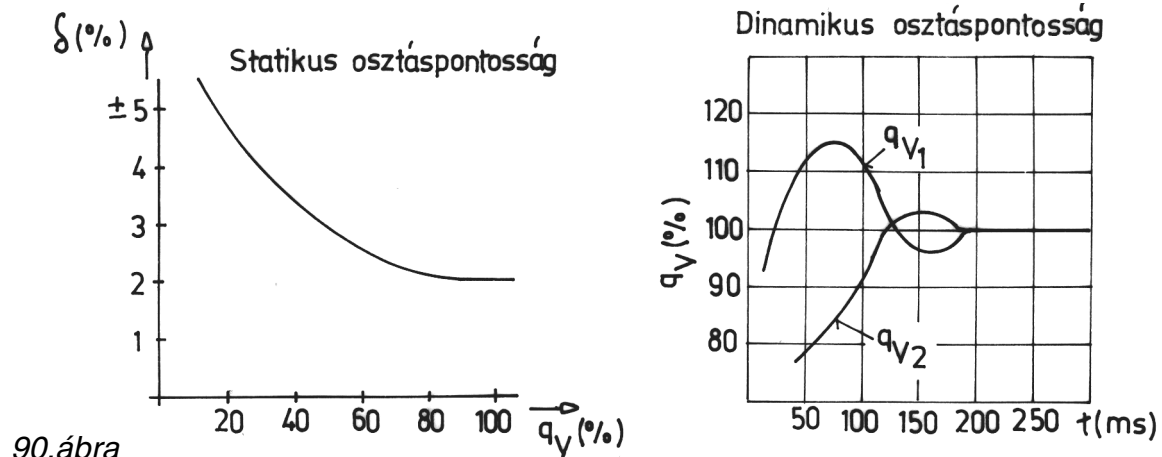
$$p_1 = p_2, \text{ azaz } \frac{p_1}{p_2} = 1$$



89.ábra

Az áramviszony - állandósítók legfontosabb műszaki jellemzői a statikus -, és dinamikus osztás/összegzés pontosság, az átfolyási ellenállás és az átfogási (működési) tartomány.

A statikus pontosságot jelentősen befolyásolják a tolattyúra ható súrlódási erők. A mérőfojtók állandó keresztmetszeteinek megválasztása mindig kompromisszum. Ugyanis a helyes működéshez szükséges nyomásesés (Δp_{\min}) meghatározza a minimális térfogatáramot ($q_{V\min}$), míg a maximális térfogatáramhoz ($q_{V\max}$) tartozó maximális nyomásesésnek (Δp_{\max}) a mérőfojtó még elfogadható veszteségteljesítménye szab határt.



A statikus hiba a térfogatáram növekedésével csökken, $\delta(\%) = \frac{q_{V1} - q_{V2}}{q_V} \cdot 100$,

s ennek ára van, nő a nyomásvesztés: $\Delta p(q_V) = \Delta p_{\min} \left[\frac{q_V}{q_{V\min}} \right]^2$

A kihasználható működési tartomány pedig: $\frac{q_{V\max}}{q_{V\min}} = \left[\frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p_{\min}} \right]^{\frac{1}{2}}$

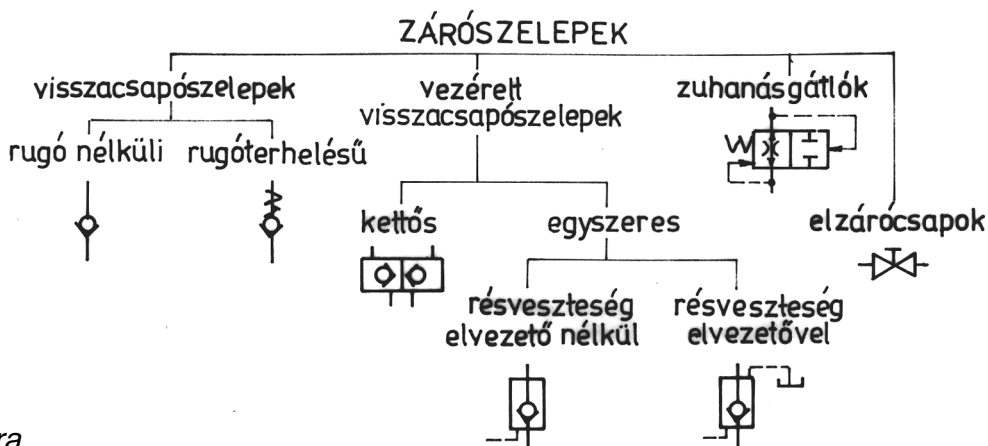
Ez az arány a gyakorlatban használatos, szokvány kialakítású változatoknál: 1:3, ill. 1:4. A működési tartomány jelentősen kibővíthető, ha a mérőfojtók keresztmetszete nem állandó, hanem a belépő/kilépő térfogatáram függvényében, vele arányosan változik [ld. 6.].

A dinamikus osztáspontosság az ugrásfüggvény - jelleggel változó terhelések esetére adja meg a térfogatáramok eltérését (90. ábra).

4. ZÁRÓSZELEPEK

Közös jellemzőjük, hogy általában a szelepelemekre való felfekvéssel zárják el az áramlási csatornát. Ebből következően - hibátlan szelepnél - a zárás részvesztésmentes.

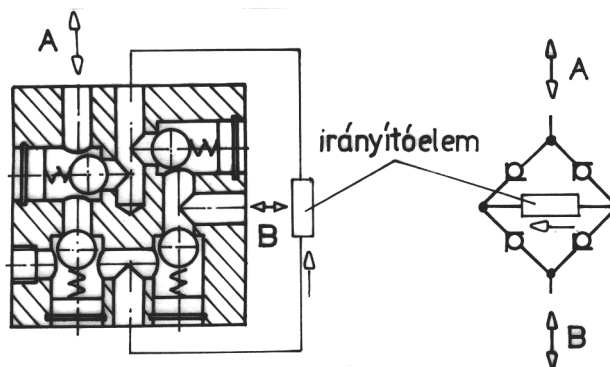
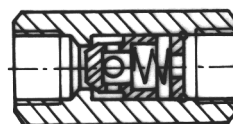
Csoportosításuk az alábbi:



91.ábra

A **visszacsapószelepek** az egyik áramlási irányban kis nyitónyomáson megengedik a munkafolyadék mozgását, míg a másik - az előzővel ellentétes - irányban lezárják azt.

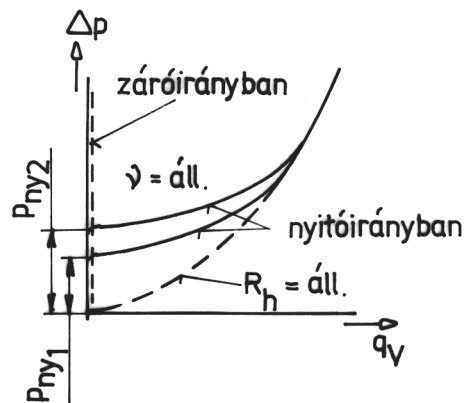
A visszacsapószelepek záróeleme lehet golyó, kúpos test, vagy szeleptányér, melyet a folyadéknyomáson kívül rugó szorít az ülékhez. Négy visszacsapószelep egybeépítésével olyan egyenirányító kapható, amelynek a megfelelő csatlakozó pontjai közé kötött irányító elemen (nyomáshatároló, áramirányító) az áramlás mindig egyirányú. A visszacsapószelepek ellenállása a záróelem felütkezéséig változó, majd ennek megtörténte után állandó. A jelleggörbe kezdőpontját - a szivárgási szakaszt nem számítva - a nyitónyomás határozza meg, melynek értéke a zárt állapothoz tartozó rugóerőnek és a mérőfelületnek a hányadosa (93. ábra).



92.ábra

A visszacsapószelepeket - egy névleges méreten belül is - általában több nyitónyomású kivitelben gyártják, melynek szokásos értékei: p_{ny} [bar] = 0 ; 0,5 ; 1,5 ; 3 és 5.

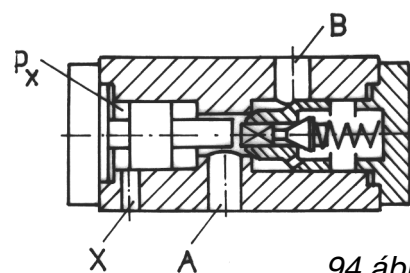
A visszacsapószelepek a körfolyamokban az általánosnak tekinthető egyenirányítási feladaton kívül egyéb funkciókat is elláthatnak. Gyakran alkalmazzák egy - egy nagy belső ellenállású irányítóelemmel (pl. áramirányító) párhuzamosan kötve, biztosítva ezzel ezen irányítóelem kiiktatását az egyik áramlási (nyitó) irányban. Felhasználhatók szűrők, hőcserélők védelmére. Nagy nyitónyomással előfeszítő-, a kis nyitó-



93.ábra

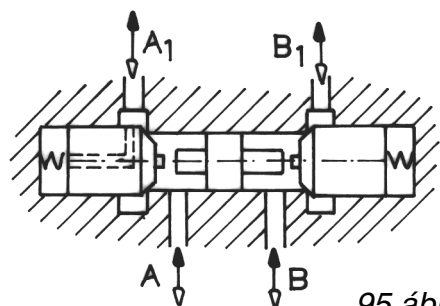
nyomással pedig (esetleg rugó nélkül) szívó-, ill. utánszívó szelepként is alkalmazzák. A rugóval előfeszített kivitelek beépítési helyzete tetszőleges, a rugó nélküliek szerelési helyzete csak függőleges lehet.

A **vezérelt visszacsapószelepeknél** a zárt állapot külön vezérlőnyomással szüntethető meg. Az $A \rightarrow B$ irányú áramlás vezérlőnyomás nélkül, a $B \rightarrow A$ irányú áramlás viszont csak akkor lehetséges, ha az (x) jelű térben fellépő nyomás (p_x) a vezérlőtollatlyúval a záróelemet elmozdítja az üléről. Nagy térfogatáramokhoz a vezérlőnyomás mérséklése és a nyitással/zárással járó átmeneti jelenségek kedvezőbbé tétele miatt elővezérelt kivitelben gyártják. A záróelem két részből áll, s nyitáskor a vezérlődugattyú először a kis átfolyási keresztmetszetű elővezérlő - kúpot nyitja, majd az előnyitás után mozdul el a nagy áteresztésű záróelem (94. ábra).

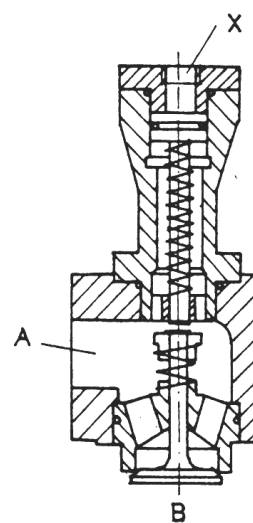


94. ábra

Két áramút váltakozó nyitását/zárását teszi lehetővé a kettős vezérelt visszacsapószelep, amely két záróelemből és egy vezérlődugattyúból áll, s a mindenkori nyitóirányú áramlás a másik ág záróirányú áramlását is lehetővé teszi. A **töltőszelep** a vezérelt visszacsapószelep igen nagy áteresztésű változata, melynél az A-tér az ún. ejtőtartályhoz, a B-tér pedig a munkahengerhez - présgépek - csatlakozik (96. ábra). A vezérelt visszacsapószelepek közös jellemzője nyitóirányban a nyitónyomás és az átfolyási ellenállás, záróirányban pedig a vezérlőnyomás (p_x) és az átfolyási ellenállás. Jelleggörbéjük nyitóirányban a visszacsapószelepekével azonos. Záróirányban a "mechanikus (kényszer)" nyitás következtében a hidraulikus ellenállásuk állandó (97. ábra).

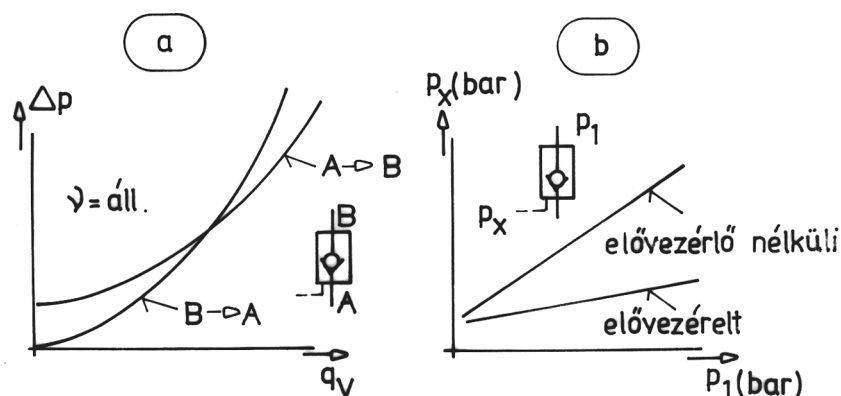


95. ábra



96. ábra

A nyitáshoz szükséges vezérlőnyomás (p_x) a geometriai méreteken és rugóerő kívül a terhelőnyomás (p_1) függ-



97. ábra

vénye. Az elővezérelt kivitelek ugyanolyan terhelés mellett lényegesen kisebb vezérlőnyomással működnek. A gyártók a nyitónyomás - terhelőnyomás jelleggörbék mellett megadják a vezérlődugattyú lökettérfogatát is. Ez utóbbi ismeretében a vezérlőáramok korlátozásával a záróelem nyitási/zárási ideje beállítható, s ezzel az átmeneti jelenség befolyásolható.

A vezérelt visszacsapószelepeket a hidraulikus rendszerekben elsősorban tartószelepként alkalmazzák. Munkahengeres mozgatás esetén ugyanis zérus résveszteségük révén fenntartják a lezárt tér nyomását, ill. biztosítják a helyzettartást.

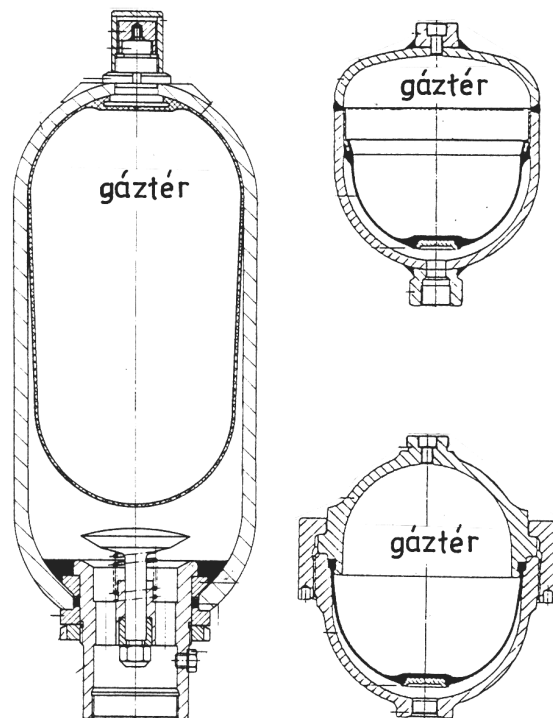
5. HIDROAKKUMULÁTOROK

Olyan munkafolyadék - tárolók, amelyek nyomás alatti folyadékot, azaz energiát - $W = p \cdot V$ - tárolnak. Mivel a munkafolyadékok térfogati rugalmassági modulusa túl nagy (összenyomhatóságuk túl kicsiny) a hidroakkumulátorhoz valamilyen energiatárolót kell felhasználni. Az energiatároló lehetne: súlyterhelés, rugóterhelés, ill. gázpárna. A különféle hátrányok miatt napjainkban elsősorban választóelemmel rendelkező gázpárnás hidroakkumulátorokat alkalmaznak. Fajtaik a választóelem milyensége szerint:

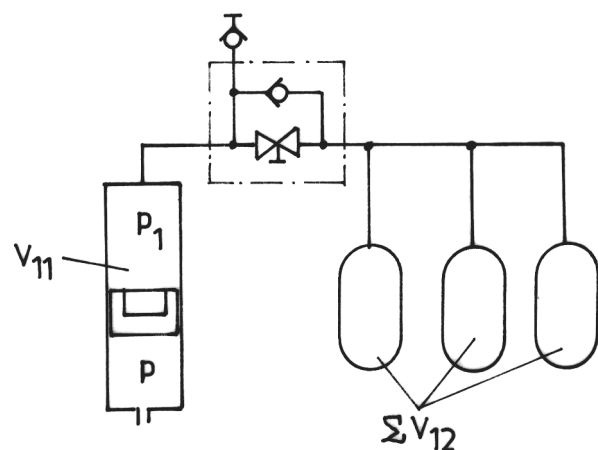
- rugalmas választóelemes (membrán, vagy zsák)
- dugattyús.

A **rugalmas** választóelemesnél a gáz- és a folyadéktér között tökéletes a tömítettség. Gyors változásoknál a rugalmas választóelem tömegétől el lehet tekinteni. A választóelem becsípődését rávulkanizált fémtányér (membrános változat), vagy szelep (zsákos kivitel) akadályozza meg (98. ábra).

A **dugattyús** kivitelnél - leegyszerűsítve dugattyúrúd nélküli munkahenger - a gázt elasztomer tömítőgyűrűkkel ellátott könnyűfém dugattyú választja el a munkafolyadéktól. A tömítőelemek sűr-



98. ábra



99. ábra

lódása, továbbá a dugattyú tömege miatt lökészerű változások esetén jelentékeny veszteségmunkával, ill. tehetetlenséggel kell számolni. A dugattyús hidroakkumulátorok különösen alkalmasak a gáztérhez gázpalack utánkapcsolásra, megnövelve ezzel a hasznos összterefogatot - $V_1 = V_{11} + \Sigma V_{12}$ - így adott munkanyomás változáshoz (Δp) jelentékeny hasznos terefogatváltozást (ΔV) eredményezve. Ezen előny mellett hátrányuk a tömítések sűrűdése miatt a lassú elvételnél jelentkező stickslip jelenség, illetve a 2[m/s] értékben korlátozott dugattyúsebesség töltésnél/ürítésnél. A hidroakkumulátorok kiválasztása és az adott körfolyamhoz illesztése két lépcsőben történhet. Az első lépcsőben a lejátszódó állapotváltozás figyelembe vételével a statikus méretezést kell elvégezni. A második lépcsőben meg kell határozni a választott hidroakkumulátor, adott körfolyamra vonatkozó dinamikai jellemzőit.

Statikus illesztés: a hidroakkumulátor energiatároló képességét az elnyelt folyadékterefogathoz tartozó nyomásváltozás jellemzi. Ezt fejezi ki a

$$\Delta V = f(\Delta p; V_1 = \text{áll}; p_1 = \text{áll};) \text{ függvény.}$$

ahol

ΔV - tárolt / kiadott folyadékterefogat,

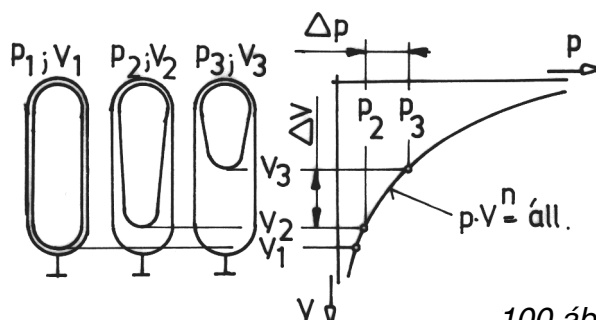
$\Delta p = p_3 - p_2$, a ΔV terefogatváltozáshoz tartozó nyomásváltozás,

V_1 - a hidroakkumulátor összterefogata,

p_1 - a gázeltöltési nyomás.

A hidroakkumulátorokban lejátszódó állapotváltozások kompressziója / expanziója a $p \cdot V^n = \text{áll.}$ függvénnyel írható le.

A 100. ábra összetartozó adataival:



100. ábra

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n, \text{ amelyből } V_2 = V_1 \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{1}{n}}$$

illetve:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_3 \cdot V_3^n, \text{ amelyből } V_3 = V_1 \left[\frac{p_1}{p_3} \right]^{\frac{1}{n}}$$

Ezekkel a terefogatváltozás:

$$\Delta V_{id.} = V_2 - V_3 = V_1 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{n}} \right] = f(\Delta p; V_1 = \text{áll.}; p_1 = \text{áll.})$$

Az állapotváltozási kitevő (n) értéke az állaptváltozás időbeli lefolyásának a függvénye. A hidroakkumulátorban az állaptváltozás izotermikusnak ($n=1$) tekinthető

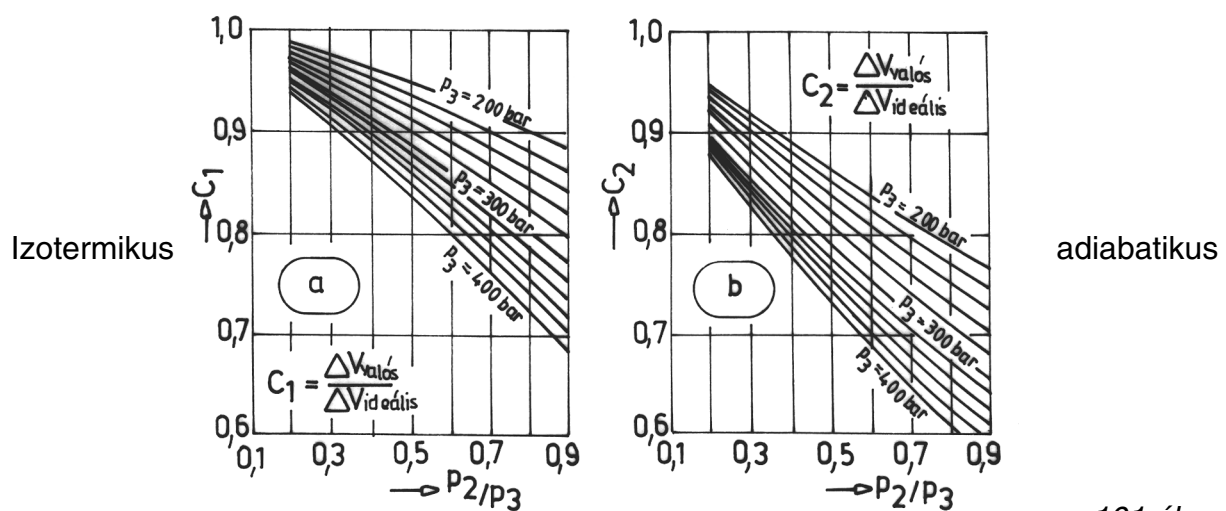
akkor, ha a folyamat lefolyása lassú ($t > 3 - 4$ min.) és adiabatikusnak ($n = 1,4$), ha az gyors ($t < 3$ sec.)

A számítási összefüggések tehát:

- **izotermikus állapotváltozásnál:** - **adiabatikus állapotváltozásnál:**

$$\Delta V_{id.} = V_1 \left[\frac{p_1}{p_2} - \frac{p_1}{p_3} \right] \quad (8) ; \quad \Delta V_{id.} = V_1 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{1,4}} \right] \quad (9)$$

Közbenső időtartamoknál az állapotváltozás politropikus. Biztonsági okokból azonban ilyenkor is adiabatákkal kell számolni. Mindkét egyenlet az ideális gáz viselkedésén alapul. A valós gázok viselkedése ettől eltér, mégpedig növekvő nyomással növekvő mértékben. Ebből adódóan a $\Delta V_{valós}$ folyadéktérfogat mindig kisebb, vagy ennek kötöttsége estén nagyobb V_1 névleges térfogat szükséges.



101.ábra

Nagyon gyors állapotváltozásoknál a töltőgáz erősen felmelegedhet, amely a ΔV térfogat további csökkenését eredményezi, vagy adott ΔV térfogat bevitele esetén a p_3 munkanyomás jelentős növekedését okozza.

A hidroakkumulátoroknál előírt / megkövetelt nyomásviszony kötöttségek:

- $\frac{p_2}{p_1}$: hogy a hidroakkumulátorban üzemi körülmények között mindig legyen folyadék.
- $\frac{p_3}{p_1}$: a rugalmas választóelem élettartama / igénybevétele miatt.

A dugattyús változatoknál nincs össznyomás - viszony $\frac{p_3}{p_1}$ korlát. Ezzel szem-

ben mindkét véghelyzetben az akkumulátor össztérfogatára (V_1) vonatkoztatott, legkevesebb 3 % térfogattartaléknak kell maradni.

A kis térfogatú hegesztett kivitelű membrános akkumulátoroknál a gáztérbe olajat juttatva a megengedhető össznyomás - viszony növelhető.

Az olajtérfigat:

$$V_{\text{olaj}} = V_1 \frac{\frac{(p_3/p_1)_{\text{szüks.}} - 1}{(p_3/p_1)_{\text{előírt}}}}{\frac{(p_3/p_1)_{\text{szüks.}} - 1}} [\text{cm}^3]$$

Példa: $V_1 = 350 [\text{cm}^3]$; $p_3 = 160 [\text{bar}]$;
 $p_1 = 16 [\text{bar}]$

$$(p_3/p_1)_{\text{szüks.}} = 10 : 1 ; (p_3/p_1)_{\text{előírt}} = 6 : 1$$

$$V_{\text{olaj}} = 350 \cdot \frac{\frac{10}{6} - 1}{10 - 1} = 26 [\text{cm}^3]$$

		$\frac{p_3}{p_1}$	$\frac{p_2}{p_1}$
AKKUMULÁTOR	tömlős	≤ 4	$\geq 1,1$
	hegesztett membrános csavarozott	≤ 6	
	dugattyús	≤ 10	

Megjegyzés: a max. olajtérfigat : $V_{\text{olaj}} \leq 0,25 \cdot V_1$ lehet.

Az akkumulátor **energiatartalma** a $W_a = \int_2^3 dW_a = \int_2^3 p \cdot d\Delta V$ összefüggésből határozható meg.

- izotermikus állapotváltozás esetén:

$$\text{legyen } p_2 = p_1 \text{ és } p_3 = p, \text{ így } \Delta V = V_1 \left(1 - \frac{p_1}{p}\right)$$

$$d\Delta V = \frac{d}{dp} \left[V_1 \left(1 - \frac{p_1}{p}\right) \right] = \frac{d}{dp} \left(- p_1 \cdot V_1 \cdot p^{-1} \right) = p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{1}{p^2}$$

$$W_{a(\text{iz.})} = \int_2^3 p_1 \cdot V_1 \cdot p \cdot \frac{1}{p^2} dp = p_1 \cdot V_1 \int_2^3 \frac{dp}{p} = p_1 \cdot V_1 [\ln p]_2^3 = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_3}{p_2} \quad (10)$$

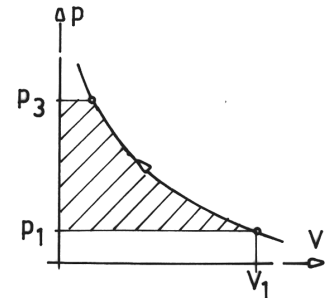
- adiabatikus állapotváltozás esetén pedig:

$$W_{a(\text{ad.})} = \frac{p_1^{\frac{1}{n}} \cdot V_1}{n-1} \left[p_3^{\frac{n-1}{n}} - p_2^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (11)$$

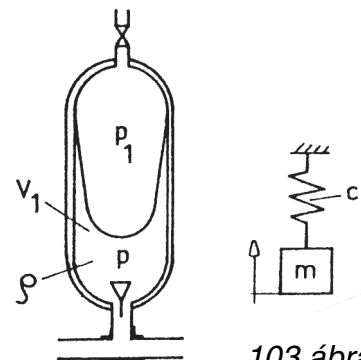
A **dinamikai** illesztéshez mindenképp előbb meg kell határozni a hidroakkumulátor sajátlengés - körfrekvenciáját, majd ennek minimális értékét. Tömeg - rugórendszert alapul véve, a rugó szerepét a gázpárna, a tömegét (rugalmas választóelemétől eltekintve a folyadék töltet) tölti be. A lengéstanból ismert összefüggésből $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ kiindulva a rugalmas választó-

elemes kivitelek sajátlengés körfrekvenciájának minimuma - a megoldás részletezésétől eltekintve - :

$$\omega_{(\text{min})} = 2,195 \cdot \frac{A}{V_1} \sqrt{\frac{1,4}{\rho}} \cdot p \quad (12)$$



102.ábra



103.ábra

ahol

A - a folyadékoszlop keresztmetszete a hidroakkumulátorban.

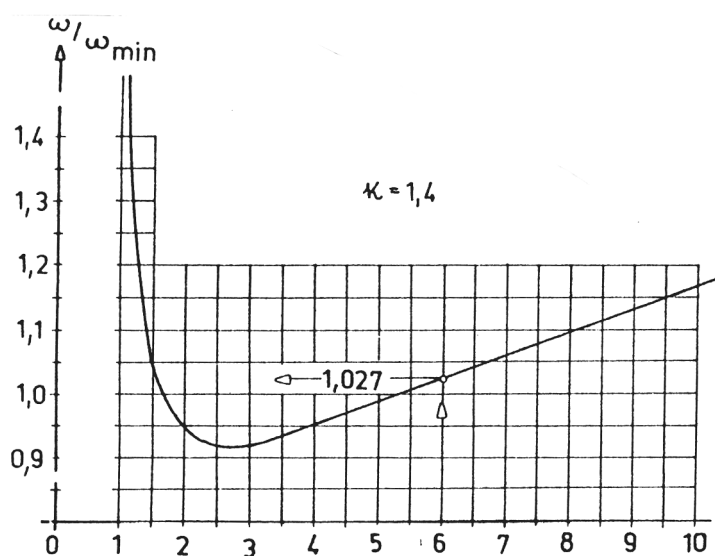
Normált paraméterekre áttérve valamennyi hidroakkumulátor azonos frekvenciaviszony - nyomásviszony jelleggörbével rendelkezik:

$$\frac{\omega}{\omega_{\min}} = 0,46 \cdot \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{p_1}{p}\right)^{1,4} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p}\right)^{1,4}\right]}} \quad (13)$$

Ennek a függvénynek is van minimuma, melynek helye: $\frac{p}{p_1} = 2,64$.

Ezekkel az összefüggésekkel a sajátlengés körfrekvenciája kellő pontossággal és gyorsan meghatározható (104. ábra).

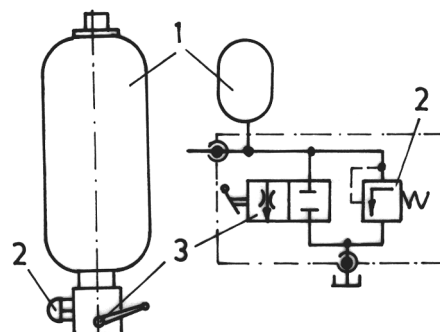
A hidroakkumulátorok **biztonsági előírásai**. Miután a tárolt energia nagy nyomásszinten jelentkezik, ezért a hidroakkumulátorokra is vonatkoznak a nyomástartó edények biztonsági előírásai. A (V_1) ösztérfogat [dm^3] és a maximális (p_3) munkanyomás [bar] szorzata alapján azokat három csoportba sorolják:



104. ábra

- | | | |
|-----------------------|------------------------------|------------------------|
| ① csoport | ② csoport | ③ csoport |
| $p_3 \cdot V_1 < 200$ | $200 < p_3 \cdot V_1 < 1000$ | $p_3 \cdot V_1 > 1000$ |

Az ① csoportbeliek nem tartoznak szervezett vizsgálat alá, a ② csoportbelieket a gyártó / üzemeltető ellenőrzi, míg a ③ csoporthoz tartozóknál meghatározott időszakként kazánbiztosági vizsgálatot kell tartani. Ettől függetlenül minden hidroakkumulátor védelméről gondoskodni kell, azaz a körfolyamba kötéskor biztonsági szelepblokkal kell ellátni, melyet közvetlenül az olajcsatlakozó csonkra kell szerelni. Ennek a szelepbloknak feltétlen tartalmaznia kell egy gyárilag beállított és fémzárolt nyomáshatárolót, továbbá egy leeresztő szelepet. A nyomáshatároló névleges áteresztését a hidroakkumulátor töltési áramához kell illeszteni.



105. ábra

Körfolyambeli feladataik és kiválasztásuk

A hidroakkumulátorokat a körfolyamokba általában térfogat -, vagy nyomáskiegyenlítés céljából építik be. Térfogatkiegyenlítésnél az adott üzemi követelmények által meghatározott térfogatáramot szolgáltatják, míg nyomáskiegyenlítésnél a nagy hidraulikus kapacitásuk révén a rendszerben fellépő nyomáscsúcsokat mérséklék.

Jellegzetes térfogatkiegyenlítési feladatok:

- időszakos többlet-, ill. csúcsfogyasztás biztosítása,
- résvesztés pótlása.

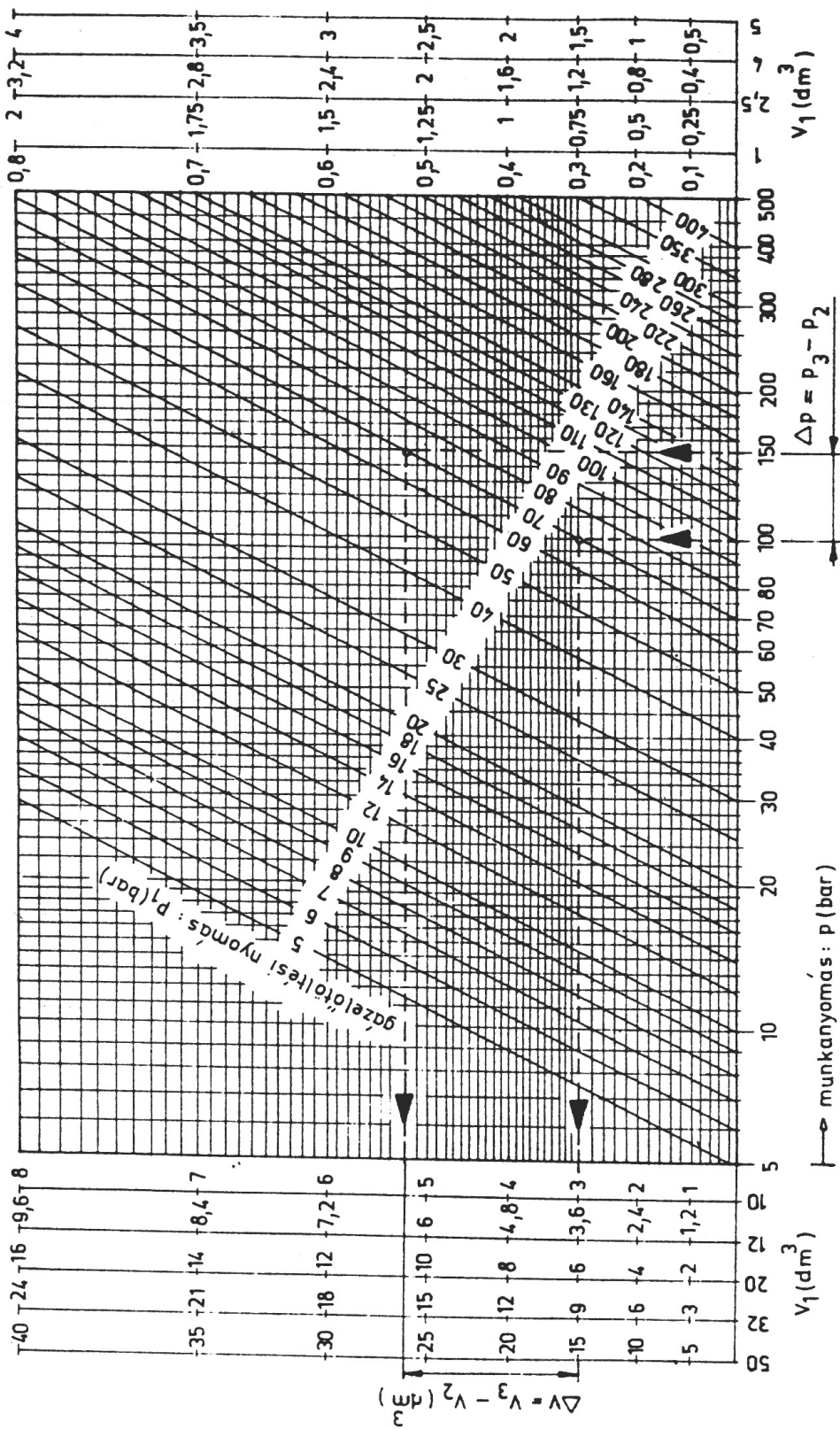
A nyomáskiegyenlítési feladatok pedig:

- nyomáslengés csillapítás
- energia elnyelés.

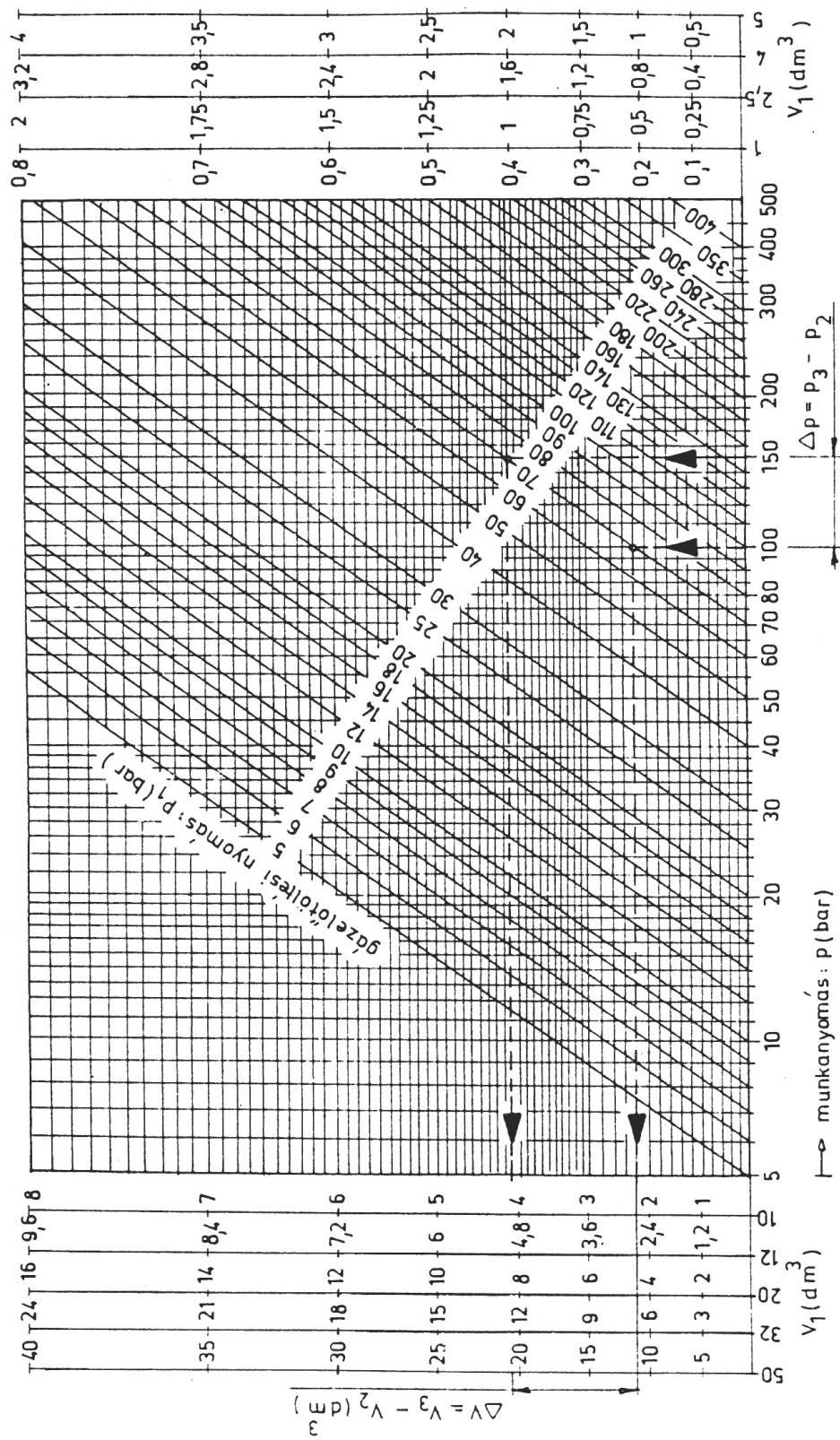
Mindegyik esetben a szükséges össztérfogatot (V_1) kell meghatározni. A térfogatkiegyenlítési feladatoknál a ΔV folyadéktérfogat is és a hozzátartozó $\Delta p = p_3 - p_2$ nyomásváltozás is a működtetett rendszer mechanikai jellemzői figyelembe vételével határozható meg. Az előbbi a rendszer térfogatáram - idő diagramja - $\Delta V = \sum (q_V - q_{Vs}) t$ - alapján, az utóbbi pedig a megengedhető/elfogadható erő/nyomaték változásból. Az előírt nyomásviszonyokkal - $\frac{p_2}{p_1}$, ill. $\frac{p_3}{p_1}$ - összhangban levő gázeltöltési (p_1)

nyomás ismeretében, az állapotváltozás jellegének megfelelő összefüggésekből meghatározható a szükséges össztérfogat. Felhasználhatók erre a 106. ábrán található kiválasztási nomogramok.

Energia elnyelésénél az energiatartalmak összevetéséből határozható meg az össztérfogat.



106.ábra



ADIABATIKUS állapotváltozásra

106. ábra

6. KIEGÉSZÍTŐ ELEMELK

A hidraulikus rendszerek kiegészítő elemei az energiaátvitelben csak közvetve vesznek részt, de jelenlétük és helyes működésük az üzembiztos és gazdaságos működtetés egyik alapfeltétele. A hidraulikus rendszerben betöltött feladatuk alapján csoportosíthatók.

6.1 Szűrők, szűrés.

A szűrők jelentősége igen nagy, ugyanis a hidraulikus rendszerek megbízhatósága nagyrészt a munkafolyadék tisztaságától, tehát a szűréstől függ. A szűrés lényege, hogy a szűrés mértékének megfelelő résekkel, pórusokkal rendelkező szűrőn a munkafolyadék meghatározott nyomáscsökkenéssel tud átáramolni, közben a szűrőelem az adott méretű mechanikai szennyeződésekkel visszatartja.

A szűrők csoportosíthatók:

- a szűrési finomság,
- a szűrőelem (betét) fajtája,
- a beépítési helye szerint.

A szűrési finomság alapján megkülönböztetnek: durva-, normál-, finom- és különlegesen finom szűrőket.

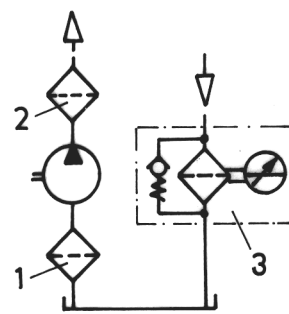
A szűrőelem lehet:

- szitaszűrő: amelynél az elemi átáramlási keresztmetszetek a szitaszövet nyílásai.
- résszűrő: amelynél a rés alakú áramlási keresztmetszetek a kiképzéstől függően lehetnek lemezes-, vagy huzalos kivitelűek.
- póruszűrő: amelynél az elemi átáramlási keresztmetszeteket valamilyen likacsos szerkezetű anyag pórusai adják, papírból, vagy kerámiából készülnek.
- erőtereszűrő: a hidraulikus rendszerekben mágneszűrőt alkalmaznak, melyben csak a mágnesezhető anyag válik ki.

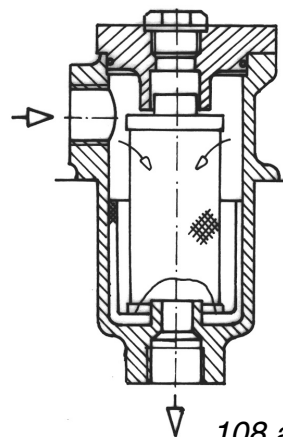
A beépítési hely szerint:

- beöntő- és levegőztető szűrő
- szívóági szűrő (1)
- nyomóági szűrő (2)
- visszafolyóági szűrő (3)

A tartály betöltő nyílásával egybeépített **betöltő és levegőztető** szűrő feladata egyrészt az, hogy megakadályozza a folyadéknak a tartályba való betöltésekor a durva szennyező részecskék bejutását, másrészt a tartályba beáramló levegő tisztítása.



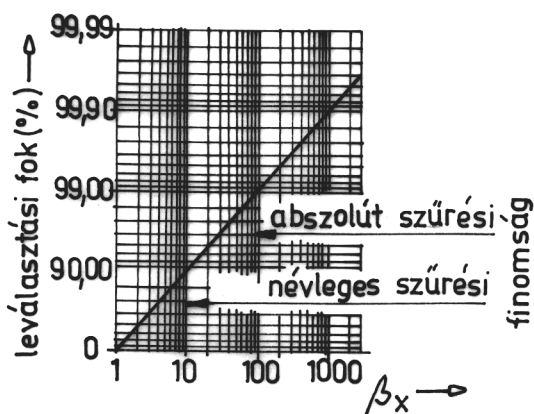
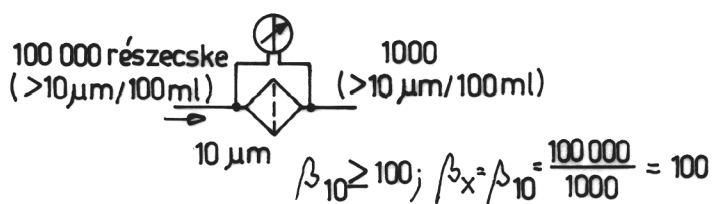
107. ábra



108. ábra

A **szívóági** szűrő rendszerint szitaszövetháló, vagy patronos kivitelű normálszűrő, illetve mágnesszűrő. A nyomóági - és visszafolyóági szűrők többsége betétes szűrő. A **nyomóági** szűrő robusztus kivitelű azért, hogy a nyomóvezetékbe beépíthető legyen. Fontosabb részei: szűrőfej, becsavarható szűrőház, szűrőbetét.

A **visszafolyóági** szűrő a nyomóágihoz hasonló felépítésű, de annál könnyebb kivitelű. Peremes kialakításával közvetlenül a tartályra szerelhető, s a szűrőház egy része a kifolyónyílással benyúlik a tartályba. A szűrőeleme általában adott pórusú papírbetét, melynek effektív áramlási keresztmetszetét megfelelő hajtogatással növelik. A hajtogatás egyben a betét mechanikai szilárdságát is fokozza. Eltömődéssel az átáramlási keresztmetszet csökken, ami növeli az adott térfogatáramhoz tartozó

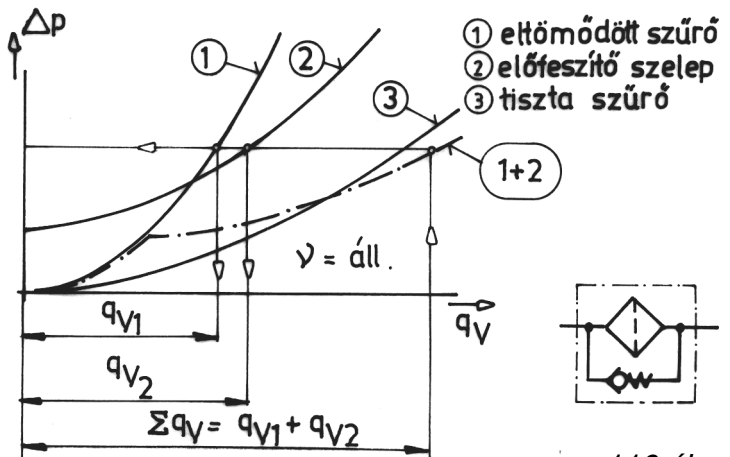


109. ábra

nyomásesést. Bizonyos eltömődés esetén a nyomásesés meghaladhatja a betétre megengedett legnagyobb értéket, s ez a betétet összeroppantja. Ezért a betétet az áramlás irányában egy előfeszítőszeleppel (visszacsapószeleppel) párhuzamosan kötik, melynek nyitónyomása a betétre megengedett legnagyobb nyomásesésnél kisebb. A szűrőbetét eltömődését kijelzik. A karbantartást megkönnyíti az ikerszűrő, amelynél egy váltócsappal két azonos szűrőt helyeznek el egymás mellett párhuzamos

Szűrőfinomság megválasztása a szennyezettségi osztály és az alk. terület ismeretében					
Szennyezettségi osztály				Javasolt szűrőfinomság (μm)	A hidraulikus berendezés fajtája
Cetop RP 70		NAS 1638			
>5 μm	>15 μm	>5 μm	>15 μm	βₓ ≥ 100 nál	
13	9	4-5	3-4	1-2	A legfinomabb elszennyeződésekkel szemben nagyérzékenységű rendszerek tervezhető megbízhatósággal
15	11	6-7	5-6	2-5	Érzékeny, nagynyomású- és teljesítményű vezérlő/szabályozó rendszerek (légi közlekedés, robotok, szerszámgépek)
17	13	8-9	7-8	5-10	Nagyértékű ipari hidraulikus rendszerek nagy üzembiztonsággal és tervezett élettartammal
18	14	9-10	8-9	10-20	Általános középnyomású- és nagyságú hidraulikus és járműhidraulikus rendszerek
19	15	10-11	9-10	15-25	Kisnyomású nehézipari, vagy korlátolt élettartamu rendszerek
21	17	12	11-12	20-40	Nagyválasztékú kisnyomású rendszerek

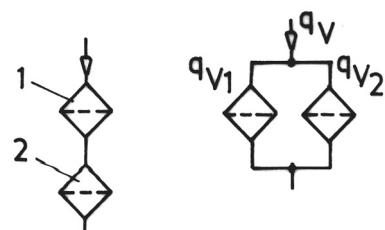
kapcsolásban. A szűrők egyik legfontosabb jellemzője a szűrési finomság, melynek meghatározására, ill. összehasonlítására a dimenzió nélküli β_x szolgál. Ez a szűrő előtti és utáni a vizsgált részecskeméreténél (x) nagyobb szennyező részecskék számának a hányadosa (109. ábra). Névleges- és abszolút szűrési finomságot különböztetnek meg. A névleges szűrési finomság



110. ábra

($\beta_x \geq 20$) 95 %-os, az abszolút szűrési finomság ($\beta_x \geq 100$) pedig 99 %-os leválasztási fokot jelent. A szűrőelemen bekövetkező nyomáskülönbség változásnál megváltozik a β_x értéke is, mégpedig a nyomáskülönbség növekedésével csökken. Azok a szűrőelemek a legmegfelelőbbek (különösen arányos - és szervóirányítók esetén) melyeknél a β_x értéke a szűrőelemen fellépő széles nyomáskülönbség - tartományban állandó, vagy csak csekély mértékben változik (β_x - stabilitás). Ilyen kedvező tulajdonságokkal rendelkeznek a többrétegű betamicron szűrőelemek. A szűrési finomság mellett a másik fontos jellemző a $\Delta p = f(q_v; v = \text{áll})$ átfolyási ellenállás. A tiszta szűrőkre érvényes jelleggörbéket a gyártók a katalógusaikban közlik. Eltömődött szűrőnél a visszacsapószelep - nyitásával a térfogatáram a párhuzamos ágak ellenállásának arányában oszlik meg (110. ábra). A szűrők a hidraulikus rendszer szívó-, nyomó és visszafolyóágába egyaránt beköthetők. Amennyiben a rendszer finomszűrést igényel, úgy a megfelelő szűrőt a visszafolyó-, vagy a nyomóágba kell kötni. A leggyakrabban alkalmazott szűrés a **visszafolyóági**. Előnye, hogy a beépítésével kapcsolatban nincsenek korlátok és az ára is kedvező. Hátránya, hogy csak akkor hatékony, ha a szennyezés utánpótlása a környezetből nem lehetséges, mert ellenkező esetben a szennyeződés - mielőtt a szűrő eltávolítaná - áthalad a rendszeren. A visszafolyóági szűrők névleges méretének a kiválasztásánál ügyelni kell arra, hogy az feleljen meg az ottani térfogatáramnak, amely esetenként a szivattyú térfogatáramát többszörösen meghaladhatja. Az üzembiztonság és az élettartam miatt 2 - 2,5 - szeres túlméretezés ajánlatos.

Nyomóági szűrőket rövidrezáróág nélkül, általában arányos- és szervóirányítók előtt alkalmaznak. Szívóági szűrőket (szitaszövet, mágnes szűrő) csak nagyon indokolt esetben és jelentősen túlméretezve szabad alkalmazni. A szűrők egymáshoz viszonyítva köthetők

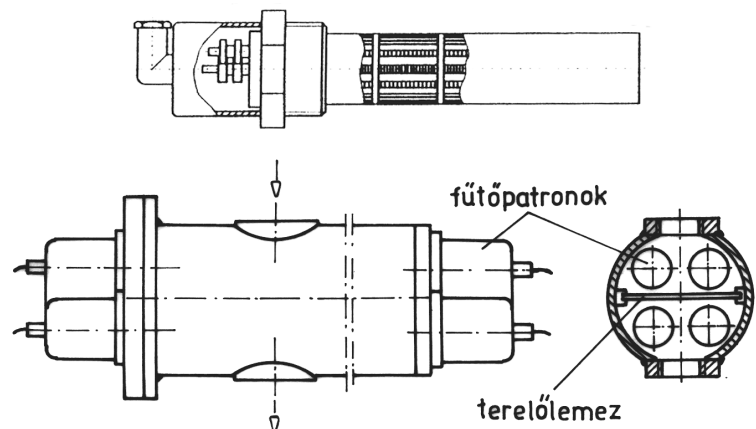


111. ábra

sorba és párhuzamosan is. A sorba kötésnek akkor van értelme, ha a finomszűrő élettartamának növelése céljából durvább előszűrést alkalmaznak. A párhuzamos kötés szükségessége akkor merülhet fel, ha nem áll rendelkezésre a tényleges térfogatáramnak megfelelő szűrő (111. ábra).

6.2 Hőcserélők, hűtés/fűtés

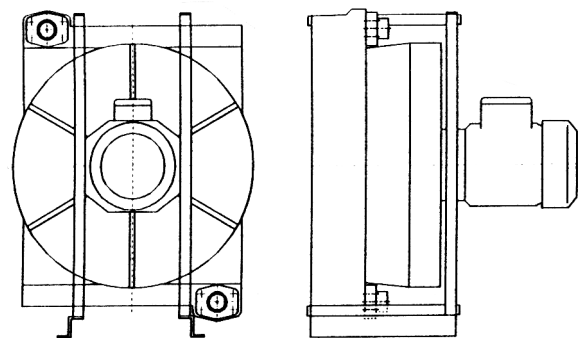
A hőcserélővel a munkafolyadék hőmérséklete, s ezzel a viszkozitása rendeltetés-szerűen változtatható, ill. állandó értéken tartható. A hőáram értelmének megfelelően lehet fűtő, vagy hűtő. A **fűtővel** a munkafolyadék hőmérséklete növelhető. Melegítőként a leggyakrabban villamos fűtőpatront alkalmaz-



112. ábra

nak, vagy tartályba (folyadékba merülve), vagy fűtőegységbe építve. Az olajtartályba beépített villamos fűtőpatron alkalmazásánál ügyelni kell arra, hogy ne legyen túlságosan nagy a munkafolyadék helyi hőterhelése, mert ez a fűtőtest, környezetében túlmelegedéshez és elszenesedéshez vezethet. Ásványolaj esetén a fajlagos fűtőteltjesítmény nem lehet nagyobb, mint $2 \text{ [W/cm}^2\text{]}$. Ugyanez foszfátészter és víz-glikol keverék esetén $0,6 \div 0,7 \text{ [W/cm}^2\text{]}$. Ilyen beépítésnél a csekély olajmozgás az említett helyi felmelegedés káros hatása mellett, nagyon rossz hatásfokú hőátvitelt biztosít. Sokkal előnyösebb fűtőegység alkalmazása, melynek áramlási keresztmetszeteit, úgy kell megválasztani, hogy az áramlási sebesség $0,5 \div 1,5 \text{ [m/s]}$ között legyen (112. ábra).

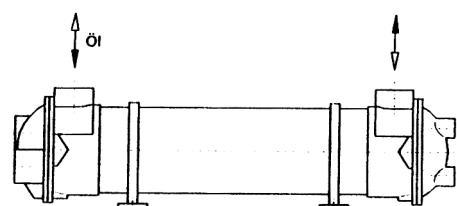
A **hűtőt** akkor alkalmazzák, amikor a rendszerbe jutó hő a tartály természetes hőcseréjével már nem vezethető el, s így annak hőmérséklete a megengedettnél nagyobb lenne. A hőátadásban résztvevő közeg szerint léghűtőt, vagy vízhűtőt alkalmaznak.



113. ábra

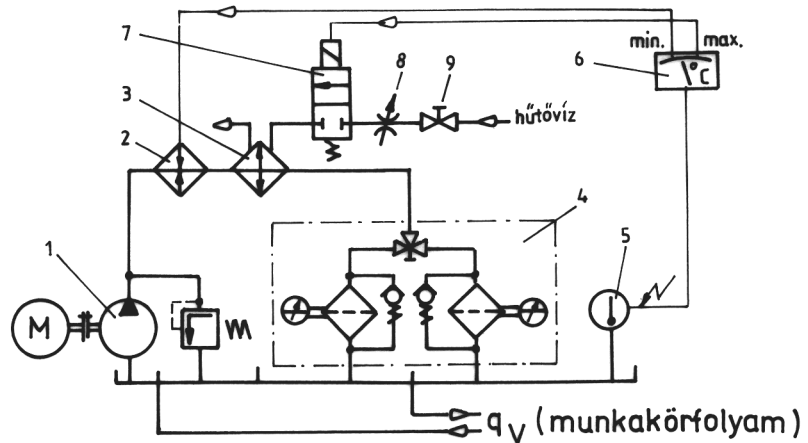
A léghűtőben a hőátadásban résztvevő levegő ventilátoros megfűvással kényszerített áramlású. Kis hőteljesítményeknél ($1 \div 2 \text{ kW}$) a léghűtéses hűtő ventilátora a szivattyú és a meghajtó motor közötti tengelykapcsoló része. Ezeknél a hűtőknél az erős légáramlás, s az ezzel járó erős zaj, továbbá a környezeti levegő folyamatos felmelegedése jelent problémát. Ilyen esetekben biztosítani kell a helyiségek átszellőzését is.

A vízhűtők lehetnek csőkegészek, vagy lemezesek. Ezeknél a hűtővíz fogyasztás igen költséges lehet, mivel a vízkövesedés csökkentésére legalább lágyított vizet kell használni. Csökkenti az üzemeltetési költségeket a hűtővíz zárt rendszerű hűtőtoronyban való visszahűtése. Ez esetben friss



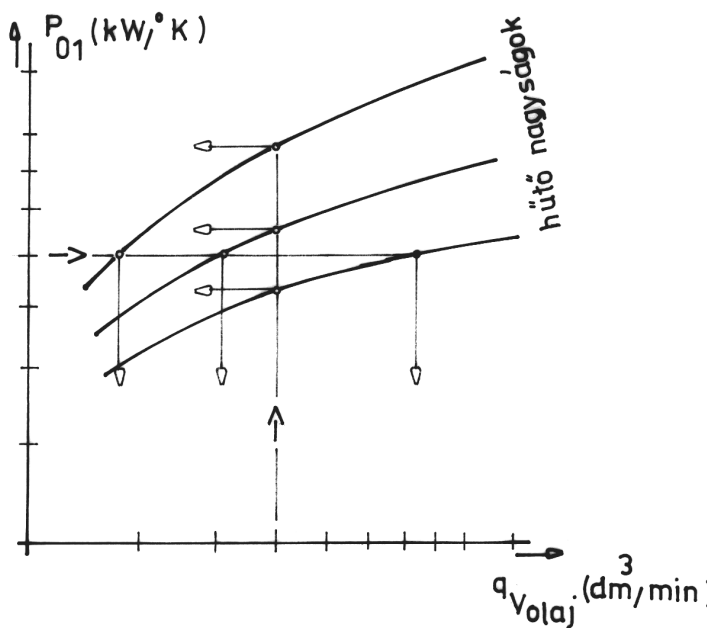
114. ábra

vízzel csak a párolgási veszteséget kell fedezni. A hűtőfelület várható elszenny-nyeződése miatt célszerű az indokoltnál legalább 15 %-kal nagyobb hűtőfelületet választani. A hűtők legelőnyösebb beépítési helye a visszafolyóág, zárt körfolyamok esetén esetleg a töltőkör nyomóága. Sokszor azonban célszerű külön hőcserélő körfolyamot kiépíteni. Ennél a rendszer változó térfogatáramától függetlenül a keringető szivattyú térfogatárama és a hűtő optimálisan illeszthetők egymáshoz. Ilyen esetekben erre a körfolyamra bízzák a rendszer szűrését, s ha szükséges a fűtését is. A változó veszteségi teljesítményektől függetlenül, állandó munkafolyadék hőmérséklet "gazdaságosan" csak egyidejűleg alkalmazott állásos hőmérséklet - szabályozóval valósítható meg (115. ábra).



115. ábra

és ha szükséges a fűtését is. A változó veszteségi teljesítményektől függetlenül, állandó munkafolyadék hőmérséklet "gazdaságosan" csak egyidejűleg alkalmazott állásos hőmérséklet - szabályozóval valósítható meg (115. ábra). A hűtők kiválasztása a veszteségi teljesítmények ismeretében a katalógusokban megadott jellegzőgörbék alapján történhet.



116. ábra

A hűtőt jellemző fajlagos hűtőteli-
jesítmény:

$$P_{01} = \frac{P_v}{ETD} \text{ [kW/°K]}$$

ahol

P_v - a veszteségi teljesítmény

ETD - a hűtőbe belépő közegek belépési hőmérséklet különbsége.

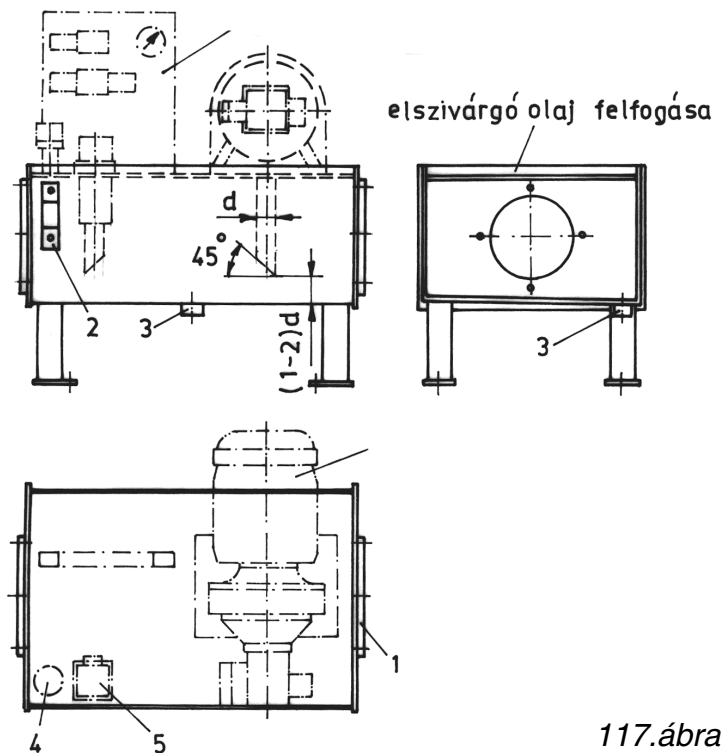
A hűtővízáram - a fajhőknek megfelelően - fele az olajáramnak.

6.3 Olajtartályok

Az olajtartályok a munkafolyadék tárolásán kívül tartozékaik révén egyéb funkciókat is ellátnak, mint:

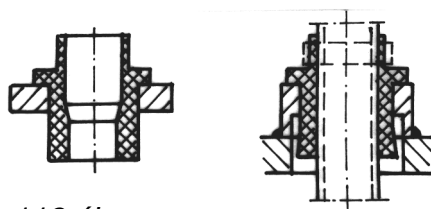
- korlátozott hőcsere a munkafolyadék és a környezet között,
- a környezeti szennyeződés (por, nedvesség, stb.) visszatartása mellett a munkafolyadék szellőztetése, ill. cseréje, valamint előírt szintjeinek (max. / min.) ellenőrzése.
- a hidraulikus elemek és a szivattyúegység elhelyezése.

A kis névleges űrtartalmúak ($\leq 60 \text{ dm}^3$) kivételével hegesztett kivitelűek. A hegesztett fedőlemez süllyesztett-, vagy kiemelt elhelyezésű. Az előbbi megoldás az elszivárgó olaj felfogását is biztosítja, míg az utóbbinál, ez az olajtartály kerülete mentén körbefutó nyitott csatornával valósítható meg. Az olajtartály oldalfalán a tisztíthatóság miatt mindig van bűvönnyílás (1). A folyadékszint ellenőrzésére szintmutató (2), ill. az olajtöltet leeresztésére megfelelő nyílás (3) szolgál. A beöntő és levegőztető szűrő (4), ill. a visszafolyóági szűrő (5) mindig közvetlenül a fedőlemezre szerelt (117. ábra).



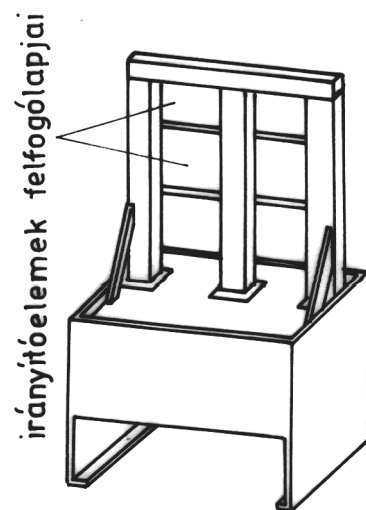
117. ábra

A fedőlemezen minden áttörésnek (átvezetésnek) tömítettnek kell lenni. Ha a környezet páratartalma nagy, (pl. textilüzemek) akkor a levegőszűrő aktív szén, vagy kiizzított szilikagél. Az irányítóelemeket rendszerint a fedőlemezhez rögzített konzolok tartják. A szivattyúegységek (szivattyú + villamos motor + tengelykapcsoló + szivattyúbak) melyek lehetnek vízszintes-, vagy függőleges elrendezésűek ugyancsak a fedőlemezre építettek. A vizes hűtőt - az esetleges vízszivárgások miatt - mindig oldalfalon kell elhelyezni. A tartályok névleges méretét [dm^3] általában a rendszer ele-



118. ábra

kezelt. A szivattyúegységek (szivattyú + villamos motor + tengelykapcsoló + szivattyúbak) melyek lehetnek vízszintes-, vagy függőleges elrendezésűek ugyancsak a fedőlemezre építettek. A vizes hűtőt - az esetleges vízszivárgások miatt - mindig oldalfalon kell elhelyezni. A tartályok névleges méretét [dm^3] általában a rendszer ele-



119. ábra

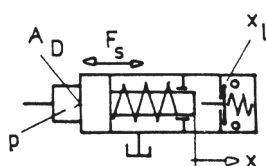
meinek elhelyezését biztosító fedőlemez alapterület határozza meg, figyelembe véve a csővezeteki összeköttetések helyigényét is. A tartály hőleadása ez esetben már mint adottság jelentkezik.

A mobil gépeknél a súlycsökkentés miatt minimális tartálytérfogatra törekednek, ezt segítheti elő az ún. injektoros szívóág is.

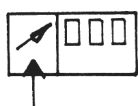
6.4 Jelátalakítók

A nyomás-, a szint- és a hőmérsékletkapcsolók olyan jelátalakítók, melyek a munkafolyadék nyomásának- hőmérsékletének egy-, vagy több értékénél-, ill. szintjeinél villamos jelet szolgáltatnak.

A **nyomáskapcsolók** szerkezetileg lehetnek mechanikusak-, ill. elektronikusak. A mechanikus lehet dugattyús-, vagy csőrugós rendszerű. Az előbbinél a nyomás egy állítható rugóval előfeszített dugattyúra hat, amely a beállított nyomás elérésekor a csatlakozó rudazattal



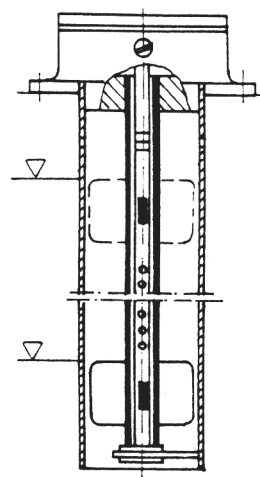
120.ábra



121.ábra

mikrokapcsolót működtet. A csőrugós változatnál a csőrugó (a Bourdon - csöves manométerhez hasonlóan) a nyomással arányos mértékben deformálódva működteti a mikrokapcsolót. A kapcsolási nyomás a mikrokapcsoló helyzetének változtatásával állítható be.

Mindkét változatnál a túlterhelés ellen mechanikus ütköző védi a mikrokapcsolót. A mechanikus működési nyomáskapcsolók jellegzetes tulajdonsága, hogy a hiszterézis miatt a be-, ill. kikapcsolás nem ugyanazon a nyomáson történik. A hiszterézis oka, a sűrűlódási erő változó értelme, ill. a mikrokapcsoló ún. látencia-útja. Az elektronikus nyomáskapcsolók több kapcsolási nyomásra programozhatók, s a pillanatnyi értéket digitálisan is megjelenítik. A **szintkapcsoló** általában peremes kivitelben készül, s az olajtartály fedőlemezén nyer elhelyezést. Védőcsövében két, állítható távolságú Reed-relé van. E védőcső által megvezetetten a mindenkor



122.ábra



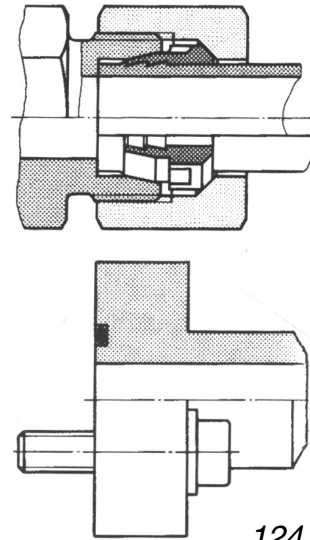
123.ábra

denkori folyadékszintnek megfelelően mozog, a zárt úszó. A mechanikus behatások ellen egy külső védőcső fedi. A felhasználói igényeknek megfelelően különböző szerkezeti hosszakkal, s állítható kapcsolási szintekkel készülnek (122. ábra).

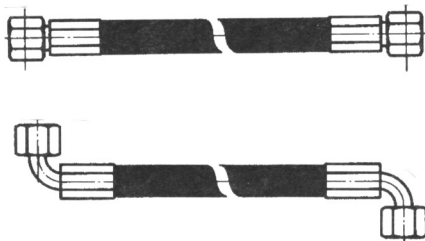
A **hőmérséklet**-kapcsoló a kijelzési feladat mellett, több kapcsolási pontú lehet, amely a fűtő / hűtőkör vezérlését szolgálja / szolgálhatja (123. ábra).

6.5 Csővezeték, csővezetéki elemek

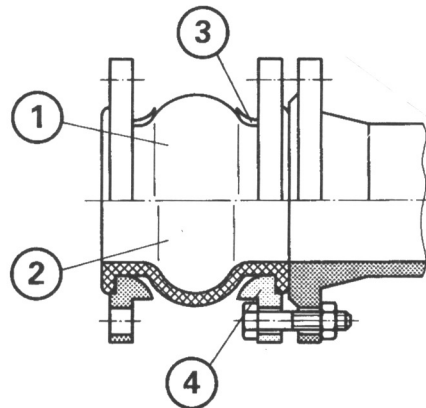
A vezetéki összeköttetésnél merev és/vagy rugalmas vezeték egyaránt használható. A merev vezeték kötésére NA42-es méretig vágógyűrűs csőkötést, e fölött pedig hegesztett kivitel alkalmaznak. A vágógyűrűs kötéshez varrat nélküli, húzott, révementesen lágyított acélcső (A35RL), a hegesztett kötéshez pedig hengerelt, vastagfalú cső (A55.29) használatos. A rugalmas vezeték szakaszok, hajlékony (hidraulika) tömlőkből és ún. gumikompenzátorokból állnak, s amelyek axiális-, radiális-, ill. szöghelyzet eltérés kompenzálására egyaránt alkalmasak.



124. ábra



125. ábra



7. HIDRAULIKUS RENDSZEREK

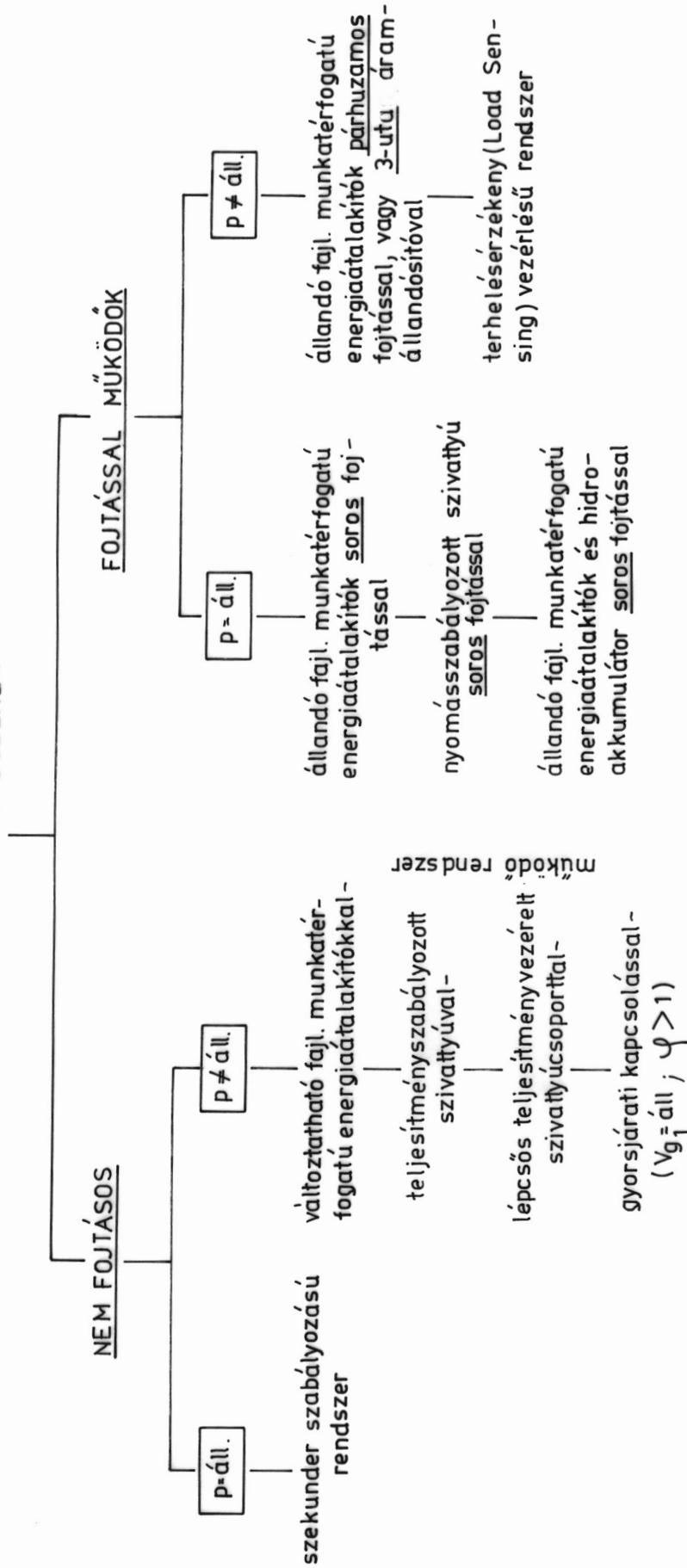
A hidraulikus rendszerek többféle szempont szerint is csoportosíthatók. A tápoldalt (szivattyú) tekintve a hidraulikus rendszerek alapvető feladata, a mindenkori működtetési térfogatáram biztosítása. Kézenfekvő tehát, hogy a legcélszerűbb felosztás e szempont alapján történhet (1 táblázat).

A rendszerek részletezése előtt célszerű összefoglalni az ismert körfolyam típusokat, mint:

- nyitott
- félig zárt és
- zárt.

A **nyitott** körfolyamok fő jellemzője, hogy a szivattyú térfogatárama amíg a körfolyamon végig halad legalább egyszer légköri nyomáson olajtartályt érint. Ennél a körfolyam típusnál az áramirány csak útváltóval fordítható meg. A körfolyamok döntő hányada nyitott körfolyam.

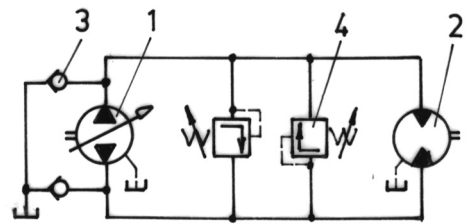
HIDRAULIKUS RENDSZEREK ⁽¹⁾



(1) a csoportosítás a térfogatáram (mozgásjellemző) irányíthatóság szerinti

1. táblázat

A **félig zárt** körfolyamnál a munkafolyadék lényegében egy zárt csőrendszerben kering, s a résvesztéseit a mindenkori szívóágba kötött visszacsapószelepeken (3) keresztül fedezi a tartályból. E szelepek záróeleme rugóterhelés nélküli, tehát már a legkisebb vákuumnál is nyit. A szivattyú (1) változtatható fajlagos munkatérfogató és egyben áramirányú is. Ezen adottságok közül az előbbi a hidromotor (2) fordulatszám-, az utóbbi pedig a forgásirány változtatását teszi lehetővé. A szivattyút a "null"-helyzetben átvezérelve az áramirány megfordulásával a szívó- és nyomóvezetékek funkciója is felcserélődik. A két kereszttekercsű nyomáshatároló (4) a rendszer nyomását korlátozza. A félig zárt körfolyam csak nagyon szakaszos üzem esetén alkalmazható. A szivattyú fordulatszámát a szívási viszonyok korlátozzák, a szakaszos üzemvitelt pedig a hőcsere lehetőség hiánya indokolja (126. ábra).

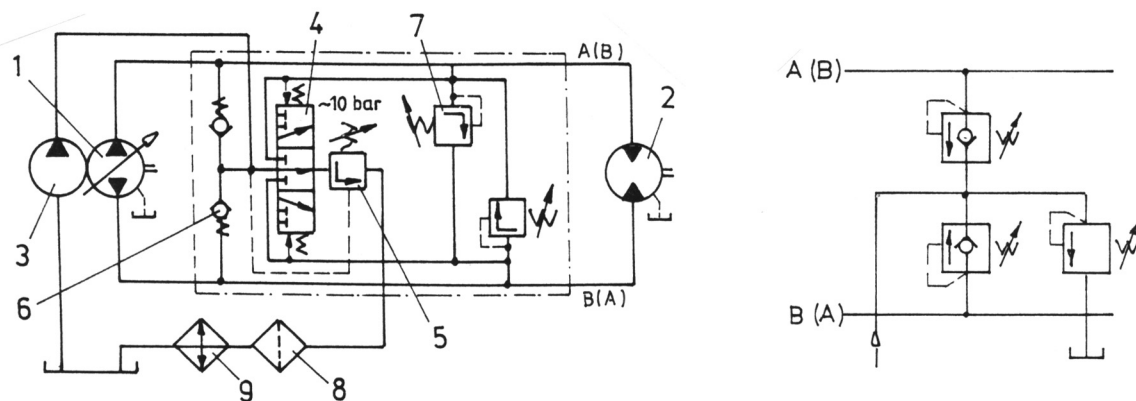


126. ábra

Zárt körfolyamoknál a munkafolyadék szintén zárt csőrendszerben kering, s a résvesztéseket egy külön táp-, vagy töltőszivattyú fedezi.

A töltőköri szivattyú (3) fajlagos munkatérfogata a főszivattyú (1) fajlagos munkatérfogató maximumának 20-25 %-a. Ez a szivattyú a főszivattyú mindenkori szívóágába szállít, s a résvesztésekkel csökkent térfogatárama a túlfolyószelepen (5) át jut vissza a tartályba. Ez a túlfolyószelep biztosítja a főszivattyú szívóágának az előfeszítését, amely nyomás a kavitációs jelenség kialakulása ellen hat, biztosítva ezzel a főszivattyú üzemét jelentősen nagyobb fordulatszámon is, mint ami nyitott, vagy félig zárt körfolyamoknál egyébként lehetséges lenne. A töltőköri szivattyú feladata tehát kettős: egyrészt pótolni a rendszer résvesztéseit, másrészt a $q_V - q_{VR}$ térfogatáram többlet révén a zárt körben keringő munkafolyadék állandó cseréjének biztosítása. Rendszerint a töltőkör kifolyóágában helyezik el a finomszűrőt (8) és a hűtőt (9) is.

A (4; 5; 6 és 7) elemek által alkotott szerelési egységet zárt körfolyam - blokknak nevezik és vagy a főszivattyúra (1), vagy a hidromotorra (2) építetten helyezik el. A zárt körfolyam - blokkot napjainkban már az ábra jobb oldalán látható, egyszerűbb szelepkombinációval helyettesítik. A zárt körfolyamokat, de a félig zártakat is, általában a mobil gépek hidromotoros hajtásainál alkalmazzák (127. ábra).



127. ábra

7.1 Nem fojtásos, változó nyomású rendszerek

A szekunder szabályozású rendszer a tápoldalt tekintve a villamos távvezetékekkel analóg kiépítésű. Nem képezi e jegyzet tárgyát, ld. [6].

7.2 Nem fojtásos, változó nyomású rendszerek

7.2.1 Változtatható fajlagos munkatérfogatú energiaátalakítókkal működő hajtások

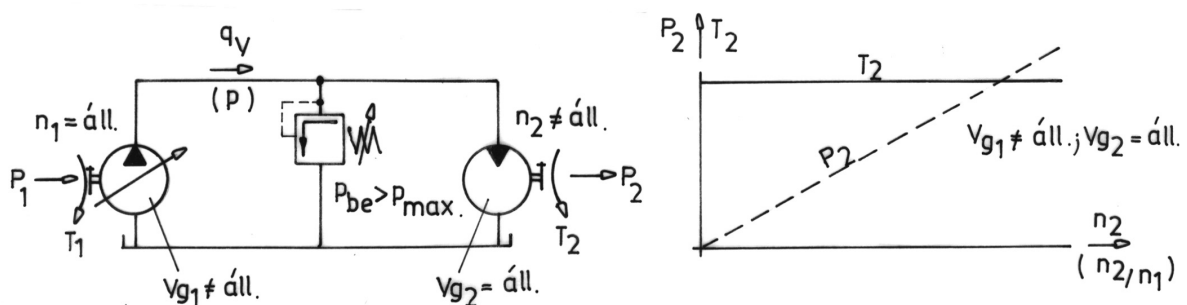
Ezek a hajtások a szivattyú és a hidromotor változtathatóságától függően, három főcsoportba sorolhatók:

- primer vezérlésű: $V_{g1} \neq \text{áll}; V_{g2} = \text{áll}$.
- szekunder vezérlésű: $V_{g1} = \text{áll}; V_{g2} \neq \text{áll}$.
- primer / szekunder vezérlésű: $V_{g1} \neq \text{áll}; V_{g2} \neq \text{áll}$.

A következőkben meghatározásra kerülő összefüggések ideális rendszerre vonatkoznak, s a nyomáshatároló mindegyik esetben csak biztonsági feladatot lát el. A meglévő veszteségek miatt a jelleggörbék némileg torzulnak, de a hajtás jellege (áll. nyomatékú-, ill. teljesítményű) nem változik

Primer vezérlésű rendszer: a szivattyú pillanatnyi térfogatáramát a hidromotor teljes egészében elnyeli, tehát:

$$q_{V1} = q_V = q_{V2}, \text{ azaz } V_{g1} \cdot n_1 = V_{g2} \cdot n_2$$



128. ábra

A maximális-, ill. minimális hidromotor fordulatszám:

$$n_{2\max} = \frac{q_{V\max}}{V_{g2}} = \frac{V_{g1\max} \cdot n_1}{V_{g2}} ; \quad n_{2\min} = \frac{q_{V\min}}{V_{g2}} = \frac{V_{g1\min} \cdot n_1}{V_{g2}}$$

A hidromotor fordulatszám - vezérlési tartománya pedig:

$$V(n) \Big|_{\text{pr.}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{V_{g1\max}}{V_{g1\min}}$$

A hidromotor tengelyén levehető elméleti nyomaték (T_2), állandó nyomás (p) feltételezésével a kimenő fordulatszámtól (n_2) függetlenül állandó, azaz:

$$T_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g2} \cdot p = \text{áll} \quad ; \quad T_2 \neq f(n_2)$$

A nyomaték - vezérlési tartomány pedig:

$$V(T) \Big|_{\text{pr.}} = \frac{T_{2\max}}{T_{2\min}} = \frac{p_{\max}}{p_{\min}}$$

A hidromotor tengelyén levehető teljesítmény pedig a fordulatszámmal arányosan változik, azaz:

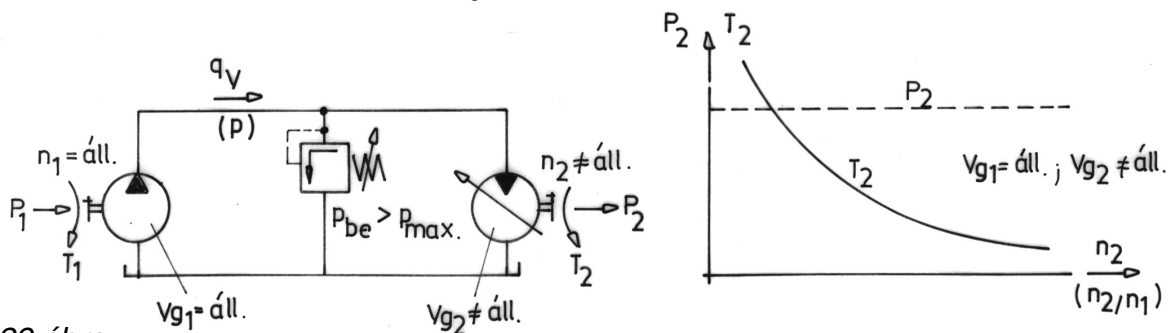
$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = T_2 \cdot 2\pi \cdot n_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g2} \cdot p \cdot 2\pi \cdot n_2 = V_{g2} \cdot p \cdot n_2 = K \cdot n_2 = f(n_2)$$

ahol

$K = V_{g2} \cdot p = \text{áll}$, a geometriai adottság, ill. a nyomásállandóság feltételezésével.

Ez a hajtáskapcsolat állandó külső terhelés mellett a kimenő fordulatszámtól függetlenül **állandó nyomaték** leadására képes. A hajtás kimenő jelleggörbéi a 128. ábrán láthatók

A **szekunder vezérlésű** hajtásnál a térfogatáram a szivattyú állandó fordulatszáma (n_1) és fajlagos munkatérfogata (V_{g1}) miatt állandó.



129. ábra

Ezért a hidromotor maximális-, minimális fordulatszáma, ill. a fordulatszám - vezérlési tartománya a következő:

$$n_{2\max} = \frac{q_v}{V_{g2\min}} \quad ; \quad n_{2\min} = \frac{q_v}{V_{g2\max}} \quad ; \quad V(n) \Big|_{\text{SZ.}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{V_{g2\max}}{V_{g2\min}}$$

A hidromotor tengelyén levehető elméleti teljesítmény (P_2) állandó nyomás (p) feltételezésével a kimenő fordulatszámtól (n_2) függetlenül állandó, azaz:

$$P_2 = P_h = q_v \cdot p = V_{g1} \cdot n_1 \cdot p = \text{áll} \quad ; \quad P_2 \neq f(n_2)$$

A hidromotor tengelyén levehető nyomaték pedig:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{P_2}{2\pi \cdot n_2} = \frac{V_{g1} \cdot n_1 \cdot p}{2\pi \cdot n_2} = K \cdot \frac{1}{n_2} = f(n_2)$$

ahol

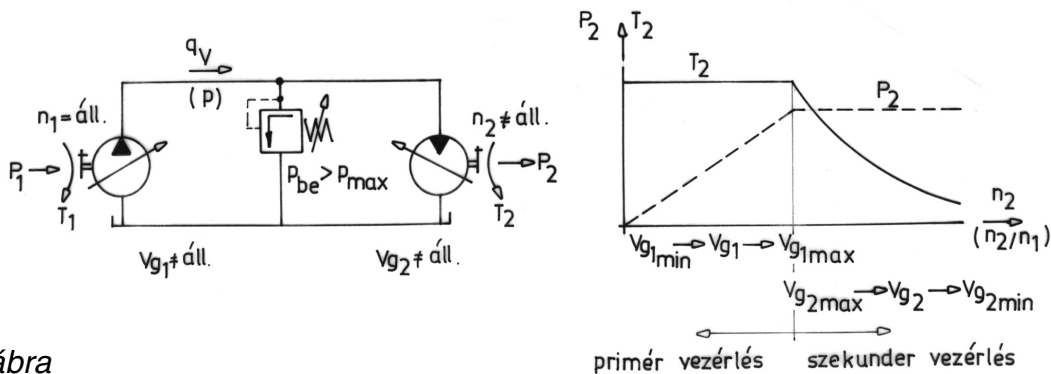
$$K = \frac{1}{2\pi} V_{g1} \cdot n_1 \cdot p = \text{áll} \quad , \quad \text{a geometriai adottság, ill. a fordulatszám és nyomás-}$$

állandóság feltételezésével.

A hidromotor nyomaték - vezérlési tartománya:

$$V(T) \Big|_{\text{sz}} = \frac{T_{2\text{max}}}{T_{2\text{min}}} = \frac{V_{g2\text{max}}}{V_{g2\text{min}}} \cdot \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{min}}}$$

Ez a hajtáskapcsolat állandó külső terhelés mellett a kimenő fordulatszámtól függetlenül **állandó teljesítmény** leadására képes. A hajtás kimenő jelleggörbéi a 129. ábrán láthatók.



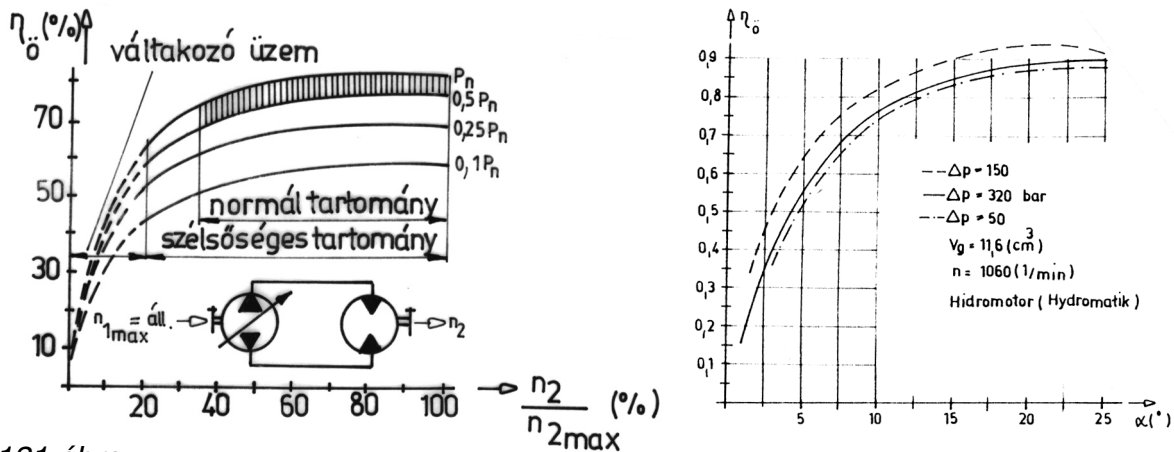
130. ábra

A **primer / szekunder vezérlésű** hajtásnál a hidromotor fordulatszám-, és nyomaték - vezérlési tartománya a következő:

$$V(n) \Big|_{\text{pr/sz}} = \frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}} = \frac{V_{g1\text{max}}}{V_{g1\text{min}}} \cdot \frac{V_{g2\text{max}}}{V_{g2\text{min}}} = V(n) \Big|_{\text{pr.}} \cdot V(n) \Big|_{\text{sz.}}$$

$$V(T) \Big|_{\text{pr/sz}} = \frac{T_{2\text{max}}}{T_{2\text{min}}} = \frac{V_{g2\text{max}}}{V_{g2\text{min}}} \cdot \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{min}}} = V(T) \Big|_{\text{sz.}}$$

A hajtáskapcsolat kimenő jelleggörbéi a primer-, és szekunder karakterisztikák egyesítésével adódnak, s általában kielégítik a munkagépek hidraulikus járókerék hajtásának követelményeit. A haladási sebesség változtatása munkavégzéskor primer-, utazáskor szekunder vezérléssel történhet.

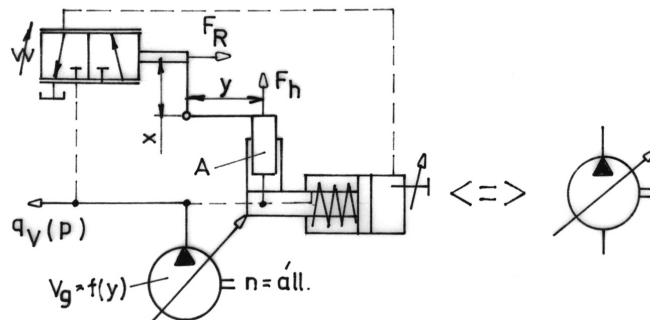


131. ábra

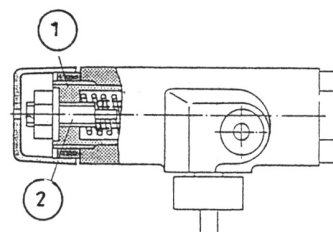
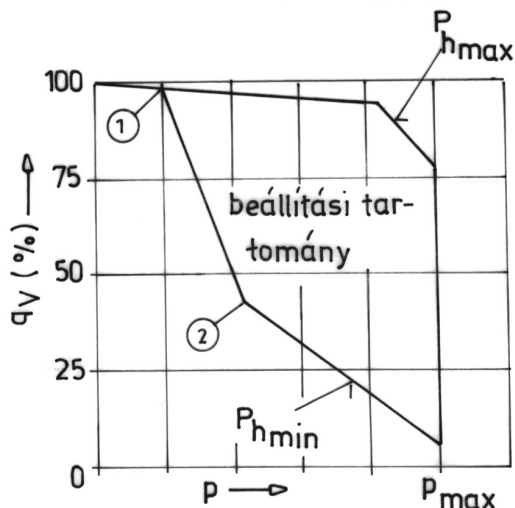
A változtatható fajlagos munkatérfogatú energiaátalakítók által álló hajtások üzemvitelénél a kibillentés - $V_g = f(\alpha)$ - függvényében jelentősen változó összhatásfokra gazdaságosság és élettartam szempontjából egyaránt figyelni kell (131. ábra)

7.2.2 Teljesítmény - szabályozott szivattyúval működő rendszer

A teljesítmény - szabályozott szivattyú a külső mechanikai terheléssel arányosan változó nyomás (p) függvényében úgy változtatja a fajlagos munkatérfogatát (V_g) - a térfogatáramát ($q_v = V_g \cdot n$) -, hogy a hidraulikai teljesítmény a



132. ábra



133. ábra

beállított értékű - $P_h = q_v \cdot p = \text{áll} - \text{maradjon}$.

A nyomaték a forgáspontra:

$$F_R \cdot x = F_h \cdot y = A \cdot p \cdot y = \text{áll.}$$

A fajlagos munkatérfogot: $V_g = f(y)$, ezért $p \cdot V_g = \text{áll}$, majd szorozva az állandó fordulatszámmal:

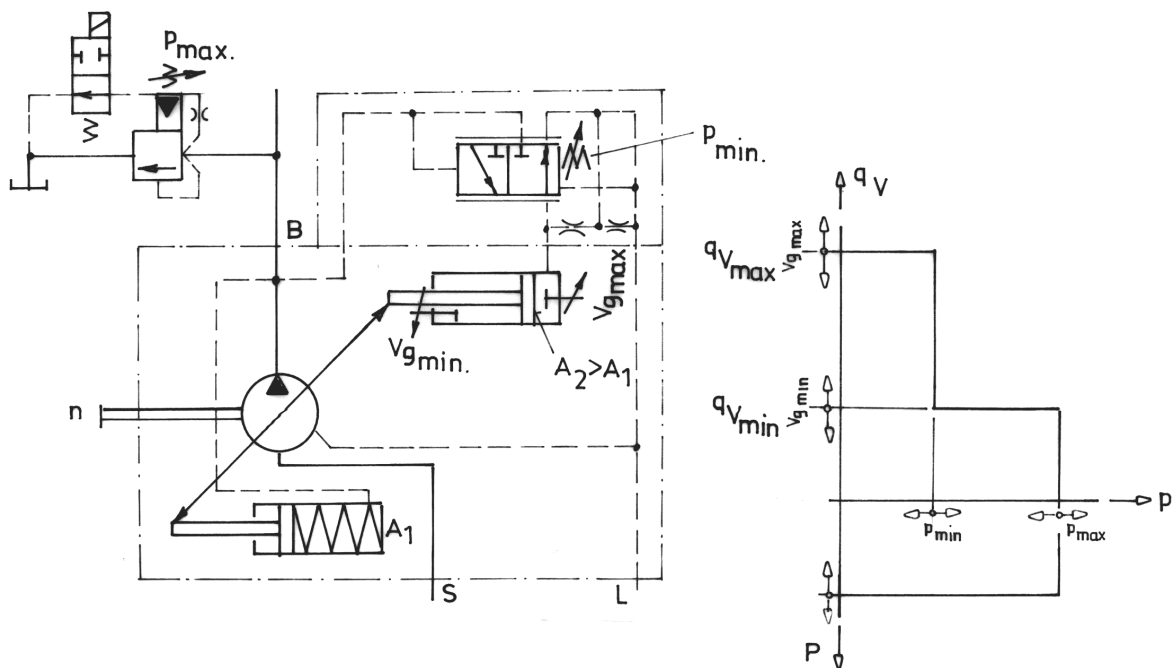
$$P_h = p \cdot V_g \cdot n = q_v \cdot p = \text{áll.}$$

Ez az elméleti jelleggörbe a valóságban érintőkkel közelíthető (133. ábra). A szivattyú kívánt jelleggörbáját próbapadon kell beállítani.

7.2.3 Lépcsős teljesítmény - vezérelt szivattyúval (szivattyú-csoporttal) működő rendszer

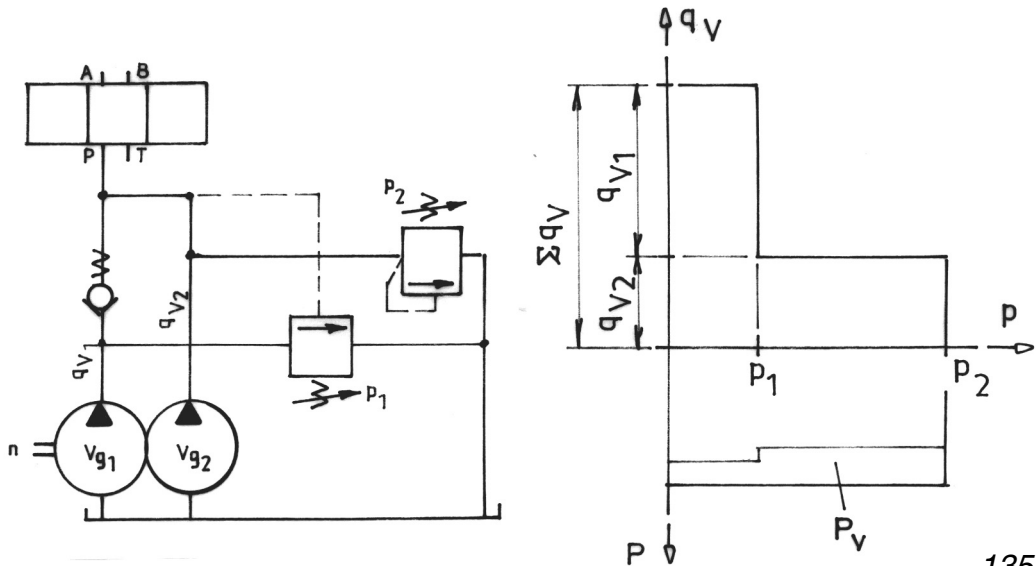
A hidraulikus rendszer nyomás függvényében jelentősen eltérő diszkrét térfogatáram igénye biztosítható egyrészt változó fajlagos munkatérfogatú szivattyúval, ill. állandó fajlagos munkatérfogatú szivattyúcsoporttal.

A **változó** fajlagos munkatérfogatú szivattyúknál, annak maximális- és minimális értéke adott tartományban mechanikusan beállítható. A fajlagos munkatérfogot maximumhoz rendelik a szivattyú nyomásszabályozójának minimális értékét. A minimális fajlagos munkatérfogathoz tartozó nyomást pedig az elővezérelt, tehermentesíthető nyomáshatároló korlátozza. Itt a teljesítményt meghatározó térfogatáram- és nyomás bizonyos határok között egyaránt változtatható (134. ábra).



134. ábra

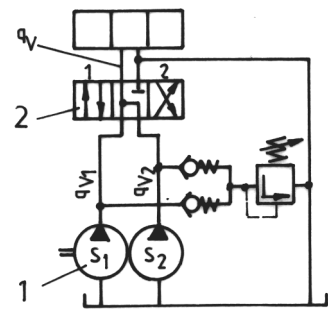
Az állandó fajlagos munkatérfogató szivattyúkból álló **szivattyúcsoport** tagjainak kombinációs lehetősége a változó térfogatáram-, ill. teljesítmény igényhez igazodik. Ezért egyrészt nagy fajlagos munkatérfogató, kis terhelhetőségű, ill. kis fajlagos munkatérfogató, nagy terhelhetőségű szivattyúkból, másrészt pedig azonos terhelhetőségű, de eltérő fajlagos munkatérfogató egyedekből építik össze.



135. ábra

A 135. ábra szerinti kapcsolásnál csak a teljesítményt meghatározó nyomások értéke változtatható. A q_{V1} térfogatáramú szivattyút p_1 nyomáson a külső vezérlésű nyomószakcsapó szelep tehermentesíti, miközben a másik szivattyú rövidzárját a visszacsapószelep akadályozza meg. A maximális nyomást (p_2) pedig a nyomáshatároló korlátozza.

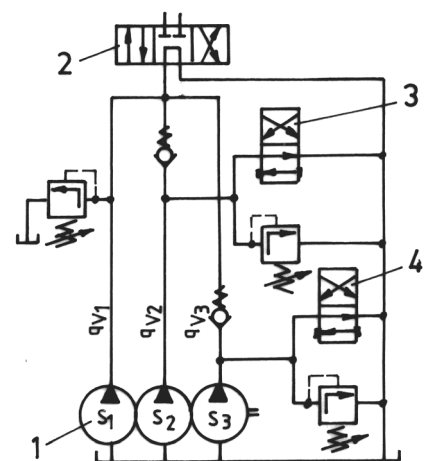
Jelentősen eltérő térfogatáram igények biztosítására mutat megoldást a 136. ábra kapcsolási vázlata. A kettős szivattyú (1) az útváltó (2) kapcsolási állásaitól függően három különböző térfogatáram értéket biztosít a rendszer számára.



136. ábra

Kapcsolási állás	Térfogatáram
0	$q_{V1} + q_{V2}$
1	q_{V1}
2	q_{V2}

Az útváltó (2) "1", ill. "2" kapcsolási állásában az (S_2) illetve az (S_1) szivattyú tehermentesített, biztosítva ezáltal a térfogatáram változtatását minimális veszteségi teljesítmény mellett. A visszacsapószelepek az éppen terhelt szivattyú rövidzárját akadályozzák meg. A 137. ábra kapcsolási vázlatán az útváltó (2) bemeneti pontjára kötött három



137. ábra

párhuzamos kapcsolású szivattyú a következő négy térfogatáram kombinációt teszi lehetővé:

$$\begin{array}{ll} q_{V1} & q_{V1} + q_{V3} \\ q_{V1} + q_{V2} & q_{V1} + q_{V2} + q_{V3} \end{array}$$

7.2.4 Gyorsjáratú kapcsolással ($V_g = \text{áll}$; $\varphi > 1$) működő rendszer

Állandó térfogatáram esetén a kettősműködésű munkahenger dugattyú sebességei, valamint a dugattyúerők - a veszteségek figyelembevétele nélkül - a következő összefüggések alapján számíthatók:

- pozitív mozgásirányban:

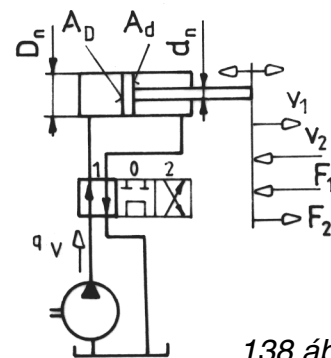
$$v_1 = \frac{4q_V}{D_n^2 \cdot \pi} \quad ; \quad F_1 = A_D \cdot p = \frac{D_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot p$$

- negatív mozgásirányban:

$$v_2 = \frac{4q_V}{\pi(D_n^2 \cdot d_n^2)} \quad ; \quad F_2 = \frac{\pi}{4} (D_n^2 \cdot d_n^2) \cdot p$$

A két sebesség-, ill. a két erő viszonya:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{D_n^2 \cdot d_n^2}{D_n^2} = 1 - \frac{1}{\varphi^2} \quad ; \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{D_n^2}{D_n^2 \cdot d_n^2} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\varphi^2}}$$



A két teljesítményé pedig:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{v_1}{v_2} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\varphi^2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varphi^2}\right) = 1 !$$

A két teljesítmény azonos, tehát az erők és a sebességek fordított arányban állnak egymással.

A gyorsjáratú (un. differenciál) kapcsolásnál pozitív mozgásirányban a kettősműködésű munkahenger két munkatere egymással összekapcsolt. A dugattyú sebessége, valamint a dugattyúerők ez esetben a következők:

- pozitív mozgásirányban:

$$v_1 = \frac{q_{V1} + q_{V2}}{A_D} = \frac{q_{V1}}{A_D - A_d} \quad ; \quad q_{V2} = A_d \cdot v_1$$

$$F_1 = (A_D - A_d) \cdot p$$

- negatív mozgásirányban:

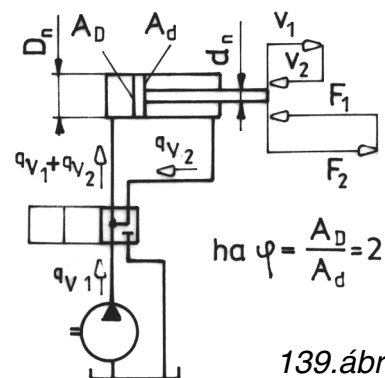
$$v_2 = \frac{q_{V1}}{A_d} \quad ; \quad F_2 = A_d \cdot p$$

A két sebesség, ill. a két erő viszonya:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_d}{A_D - A_d} = \frac{1}{\varphi - 1} \quad ; \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_D - A_d}{A_d} = \varphi - 1 !$$

A két teljesítményé pedig:

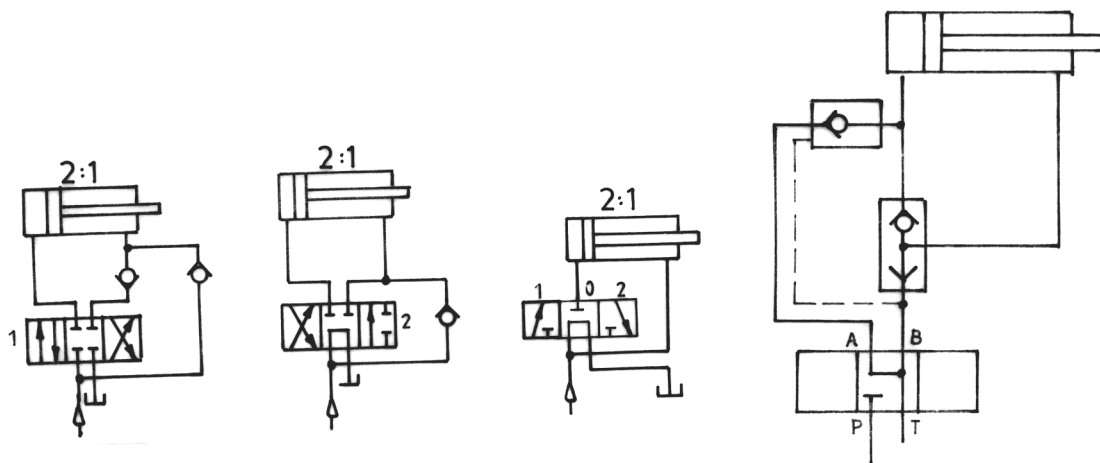
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{v_1}{v_2} = (\varphi - 1) \cdot \frac{1}{\varphi - 1} = 1 !$$



Ahhoz, hogy a kétirányú mozgás sebessége megegyezzen $\varphi = 2,0$ felületviszonyú munkahengerre van szükség, de ekkor a két erő is azonos!!

Az a tény, hogy a differenciál - kapcsolásban a munkahenger rúdoldali tere szivattyúként működik, előnyös a gyorsjáratú térfogatáram biztosításánál, ugyanakkor hátrányos az erő kifejtésnél.

A gyorsjáratú kapcsolás megvalósítható magával az útváltóval is, annak megfelelő belső csatornkapcsolata (139. ábra) révén, de megvalósítható kapcsolástechnikailag is (140. ábra).



140. ábra

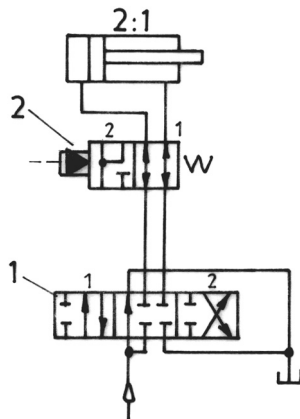
Kapcsolástechnikai megoldásokkal van lehetőség csak az előnyök megtartására. Két csoport különböztethető meg, az egyiknél a szétválasztás szándékos beavatkozás eredménye, a másiknál ez a terhelés függvényében automatikusan következik be.

A szándékolt beavatkozás a közbenső útváltóval (2) történik (141. ábra).

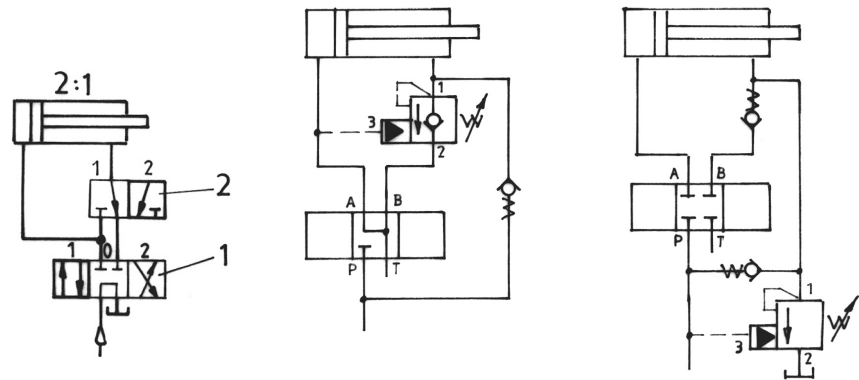
Gyorsjáratú kapcsolás: "2" állás

Hagyományos kapcsolás "1" állás.

A terhelés - függő automatikus szétválasztást a nyomásirányítók, megfelelő beállítása teszi lehetővé (142. ábra).



141.ábra



142.ábra

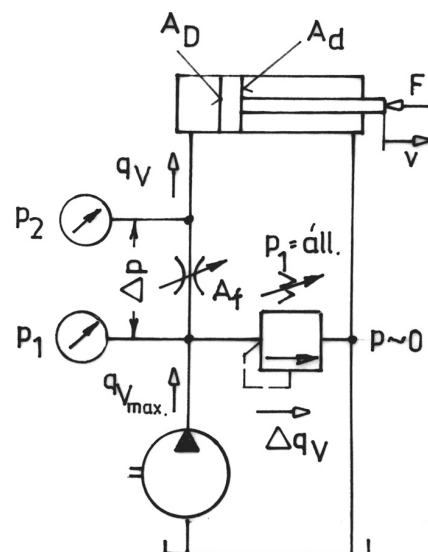
7.3 Fojtással működő rendszerek

A fojtással működő rendszereknél a felhasznált térfogatáram, azaz a kimenő mozgásjellemző (sebesség, fordulatszám) változtatása csak rendszertechnikai veszteségek árán lehetséges. Az egyes változatok egymástól alapvetően energetikailag, azaz hatásfok szempontjából különböznek.

7.3.1 Fojtással működő állandó nyomású rendszerek

7.3.1.1 Állandó fajlagos munkatérfogatú energiaátalakítók SOROS fojtással

Az áramirányító (fojtó-, vagy áramállandósító) köthető a motor (munkahenger / hidromotor) be-, vagy kifolyóágába. Mindkét esetben a rendszer nyomáshatárolója túlfolyóként funkcionál és a szivattyú állandó térfogatáramának (q_{Vmax}) a rendszer által pillanatnyilag nem igényelt részét (Δq_V) a tartályba vezeti vissza. Az analitikai vizsgálat célja meghatározni a rendszer jelleggörbéit a külső mechanikai terhelés függvényében állandósult állapotban. A súrlódási erőt elhanyagolva, a következő egyenletek írhatók fel (143. ábra):



143.ábra

$$v = \frac{q_V}{A_D}$$

$$q_V = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = K \cdot \sqrt{p_1 - p_2}$$

$$F = A_D \cdot p_2 \rightarrow p_2 = \frac{F}{A_D} = f(F; A_D = \text{áll})$$

ahol

$$K = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \text{állandó.}$$

A sebesség egyenlete behelyettesítések után:

$$v = \frac{q_V}{A_D} = \frac{K \cdot \sqrt{p_1 - p_2}}{A_D} = \frac{K \cdot \sqrt{p_1 - \frac{F}{A_D}}}{A_D} = K \cdot \sqrt{\frac{p_1 - \frac{F}{A_D}}{A_D^2}} = f(F; p_1 = \text{áll})$$

A sebesség - $v = f(F; p_1 = \text{áll})$ - és terhelőnyomás - $p_2 = f(F; A_D = \text{áll})$ - függvények sarokpontjai (144. ábra):

- ha $F = 0$, akkor $p_2 = 0$, és $v = v_{\max} = K \cdot \sqrt{\frac{p_1}{A_D^2}}$

- ha $F = F_{\max} = p_1 \cdot A_D$, akkor $p_2 = p_1$, és $v = 0$

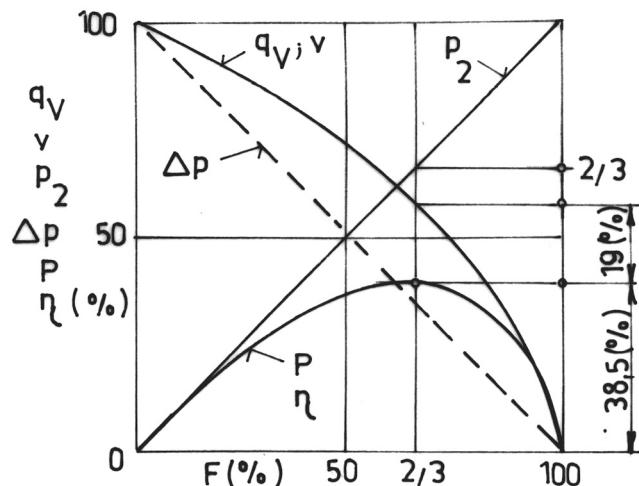
Fojtóval történő irányításnál a sebesség (térfogatáram) erősen terhelésfüggő. A görbe pontbeli érintője az ún. sebesség merevség:

$$M(v) = \frac{d}{dF} v = - \frac{K}{A_D} \cdot \frac{1}{2 \sqrt{p_1 \cdot A_D - F}}$$

Két jellegzetes értéke:

- ha $F = F_{\max}$, akkor $M(v) = -\infty$

- ha $F = 0$, akkor $M(v)_{\max} = - \frac{K}{A_D} \cdot \frac{1}{2 \sqrt{p_1 \cdot A_D}}$



144. ábra

Az eddigiek alapján megállapítható, hogy fojtós sebességvezérlést - akár be-, akár kifolyóági - fojtóval csak abban az esetben célszerű végezni, ha a külső terhelés változása kismértékű, ellenkező esetben ugyanis számottevő sebességváltozással kell számolni.

Megjegyzés: áramállandósító esetén sem lesz a működési sebesség szigorúan véve állandó, ha a külső terhelés jelentékenyen változik. Sőt átmeneti folyamatoknál a nyomáskülönbség - állandósító időállandója miatt annak hatása csak késve érvényesül. Kedvező indítási folyamatok külső vezérlésű, szekunder irányítású 2-utú áramállandósítóval érhetők el. (ld. 3.3 fejezet).

Az energetikai viszonyokat vizsgálva, a rendszer leadott teljesítménye:

$$P_h = F \cdot v = A_D \cdot p_2 \cdot \frac{q_V}{A_D} = q_V \cdot p_2 = p_2 \cdot K \cdot \sqrt{p_1 - p_2} = K (p_1 \cdot p_2^2 - p_2^3)^{\frac{1}{2}}$$

Ennek szélső értéke (maximuma):

$$\frac{d}{dp_2} \cdot P_h = \frac{d}{dp_2} \left[K (p_1 \cdot p_2^2 - p_2^3)^{\frac{1}{2}} \right] = \frac{2 \cdot K \cdot p_1 \cdot p_2 - 3 \cdot K \cdot p_2^2}{2K (p_1 \cdot p_2^2 - p_2^3)^{\frac{1}{2}}} = 0$$

Tehát:

$$2K \cdot p_1 \cdot p_2 - 3 \cdot K \cdot p_2^2 = 0 \quad \rightarrow \quad p_2 = \frac{2}{3} p_1 \text{ értékénél van a teljesítmény maximuma.}$$

$$\text{Az } F=0 \text{ terheléshez tartozó térfogatáram: } q_{V\max} = K \cdot \sqrt{p_1}$$

A térfogatáramok viszonya:

$$\frac{q_V}{q_{V\max}} = \frac{K \cdot \sqrt{p_1 - p_2}}{K \cdot \sqrt{p_1}} = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1}}$$

Ennek értéke a teljesítmény maximumánál:

$$\left. \frac{q_V}{q_{V\max}} \right|_{P_{h\max} \leftarrow p_2 = \frac{2}{3} p_1} = \sqrt{\frac{p_1 - \frac{2}{3} p_1}{p_1}} = \sqrt{\frac{1}{3}} = 0,58$$

Ezzel a maximális teljesítmény:

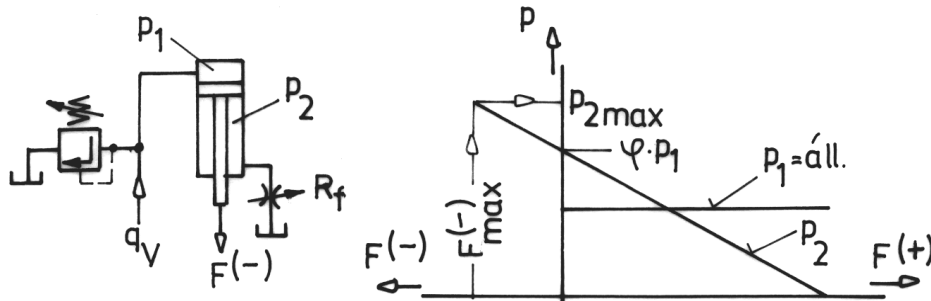
$$P_{h\max} = q_V \cdot p_2 = 0,58 \cdot q_{V\max} \cdot \frac{2}{3} p_1 = 0,385 \cdot q_{V\max} \cdot p_1$$

Az elérhető maximális rendszerhatásfok pedig (144. ábra):

$$\eta_{\max} = \frac{P_{h\max}}{P_{be}} = \frac{0,385 \cdot q_{V\max} \cdot p_1}{q_{V\max} \cdot p_1} = 0,385 \quad , \text{ azaz } 38,5(\%)$$

Az áramirányító (fojtó, 2-utú áramállandósító) a motor be-, ill. kifolyóágába egyaránt

köthető. Minden olyan esetben viszont, amikor a külső terhelés (erő / nyomaték) a mozgás alatt értelmet vált, azaz negatív is lehet, kifolyóági vezérlést kell alkalmazni, mert ellenkező esetben ellenőrizhetetlen mozgások jöhetnek létre. A nyomáshatároló (túlfolyó) beállítási értéke ez esetben a következőképpen határozható meg.



145. ábra

Felírva a statikus erőegyensúlyi egyenletet (súrlódási erő nélkül) (145. ábra):

$$p_1 \cdot A_D - p_2 \cdot A_d - F = 0, \text{ ebből } p_2 = \frac{p_1 \cdot A_D - F}{A_d} = f(F; p_1 = \text{áll})$$

Ennek jellegzetes pontjai (145. ábra):

- ha $F = F_{\max}^{(+)} = p_1 \cdot A_D$, akkor $p_2 = 0$
 - ha $F = 0$, akkor $p_2 = \varphi \cdot p_1$
 - ha $F = F_{\max}^{(-)}$, akkor $p_2 \leq p_{\max}$
- $$p_1 \leq \frac{P_{\max}}{\varphi}$$

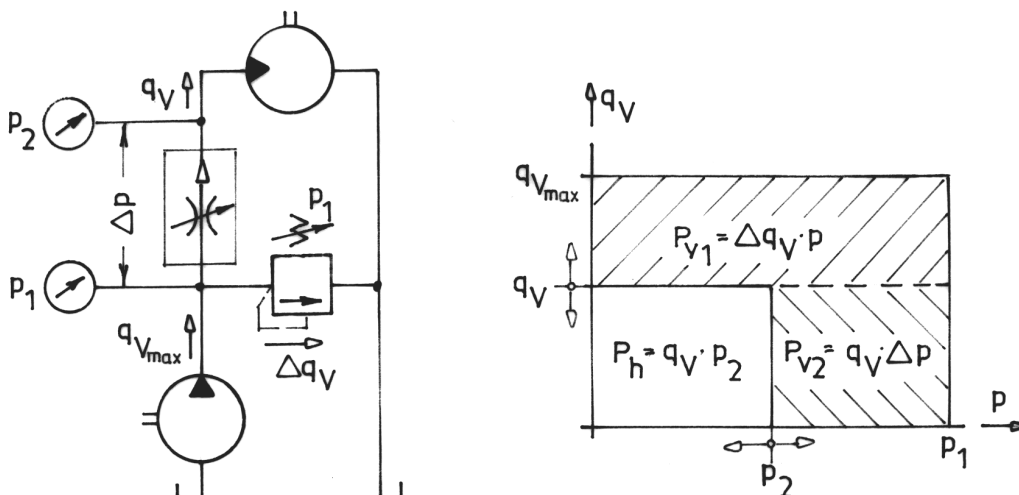
ahol

p_{\max} - a munkahengerre megengedett maximális nyomás.

φ - a működő dugattyúfelületek viszonya

Végül a soros fojtás viszonyai szemléletesen a $q_V - p$ síkon mutathatók be. (146. ábra)

Ahol P_{v1} a túlfolyó, a P_{v2} pedig az áramirányító veszteségteljesítménye.

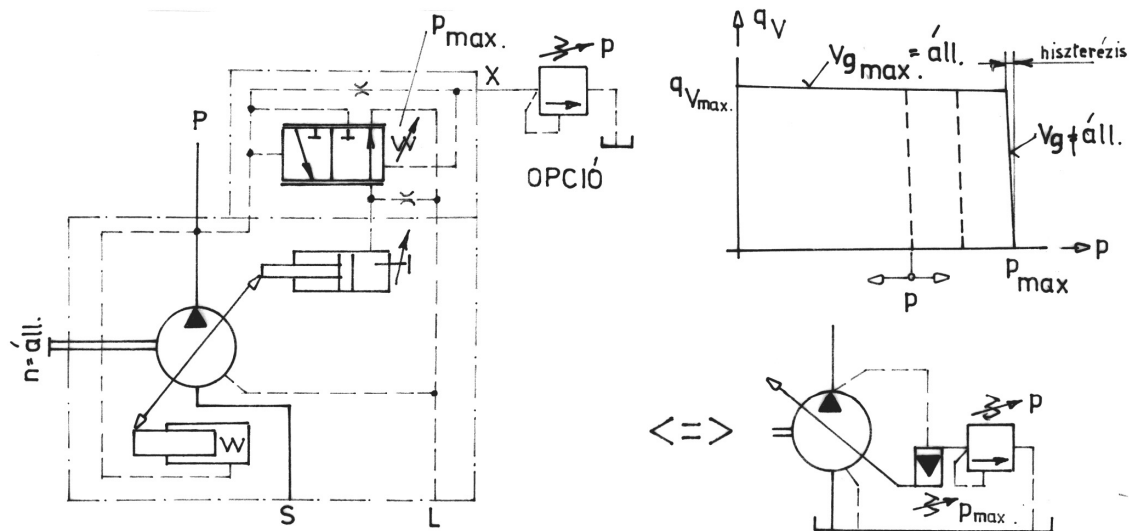


146. ábra

7.3.1.2 Nyomásszabályozott szivattyú soros fojtással

A nyomásszabályozott szivattyú működését tekintve változó fajlagos munkatérfogató, szerkezetileg pedig csúszólapátos, vagy dugattyús (radiál-, ill. axiál) rendszerű. A fajlagos munkatérfogatót változtató szerkezeti elemét két, kb. 2 : 1 felületarányú bűvárdugattyús működésű munkahenger fogja közre oly módon, hogy az indításkori legnagyobb fajlagos munkatérfogatról a kis rugóállandójú rugó gondoskodik. Az állítóhengerhez egy nyomásvezérelt útváltó kapcsolódik.

Ha a nyomás eléri a beállított értéket, akkor a tolattyú az állítóhenger felé nyit, s a fajlagos munkatérfogató csökken. A fajlagos munkatérfogató változást a nyomásvezérelt útváltó által meghatározott nyomásváltozás határozza meg. A szabályozási nyomás kezdete a rugó előfeszítésével változtatható. Az "X" - ágra kötött külső nyomáshatárolóval ez felülbíráható, mégpedig a csökkentés irányába. A szivattyú átmeneti folyamatairól annyit, hogy egységugrás alakú változás ($q_v \rightarrow 0$) esetén a nyomás túllövés kb. 100 %-os, s az új állandósult állapot néhány lengés után következik be.



147.ábra

A túlfolyószelepes rendszerrel - 7.3.1.1 - összehasonlítva, itt elmarad annak veszteségteljesítménye, mivel a szivattyú mindig a kívánt térfogatáramot szolgáltatja. A maximális teljesítmény:

$$P_{hmax} \Big|_{p_2 = \frac{2}{3} p_1} = q_v \cdot p_2 = \frac{2}{3} q_v \cdot p_1$$

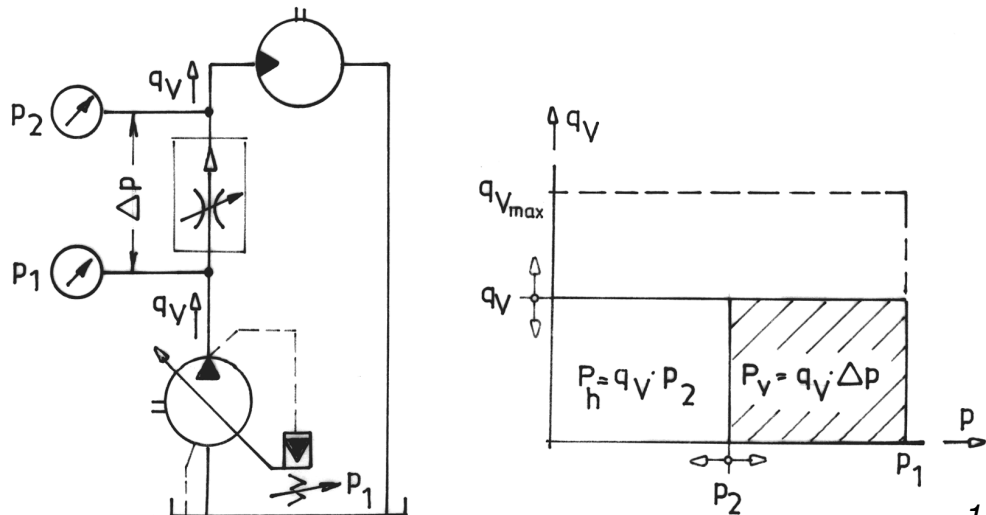
A bevezetett teljesítmény:

$$P_{be} = q_v \cdot p_1$$

Az elérhető maximális rendszerhatásfok pedig:

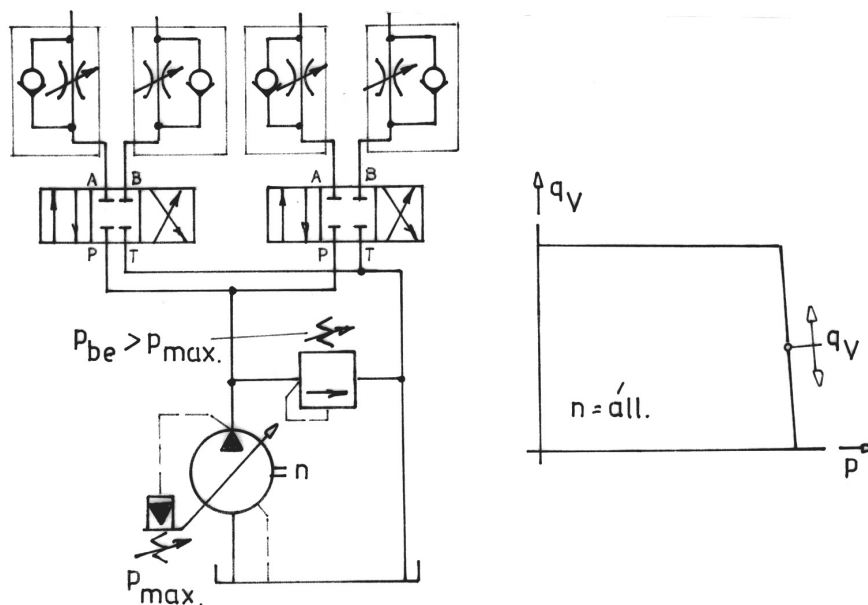
$$\eta_{\max} = \frac{P_{h\max}}{P_{be}} = \frac{\frac{2}{3} q_v \cdot p_1}{q_v \cdot p_1} = \frac{2}{3} = 0,67 \text{ , azaz } 67(\%)$$

Veszteségi teljesítményt csak az áramirányító okoz (148. ábra).



148.ábra

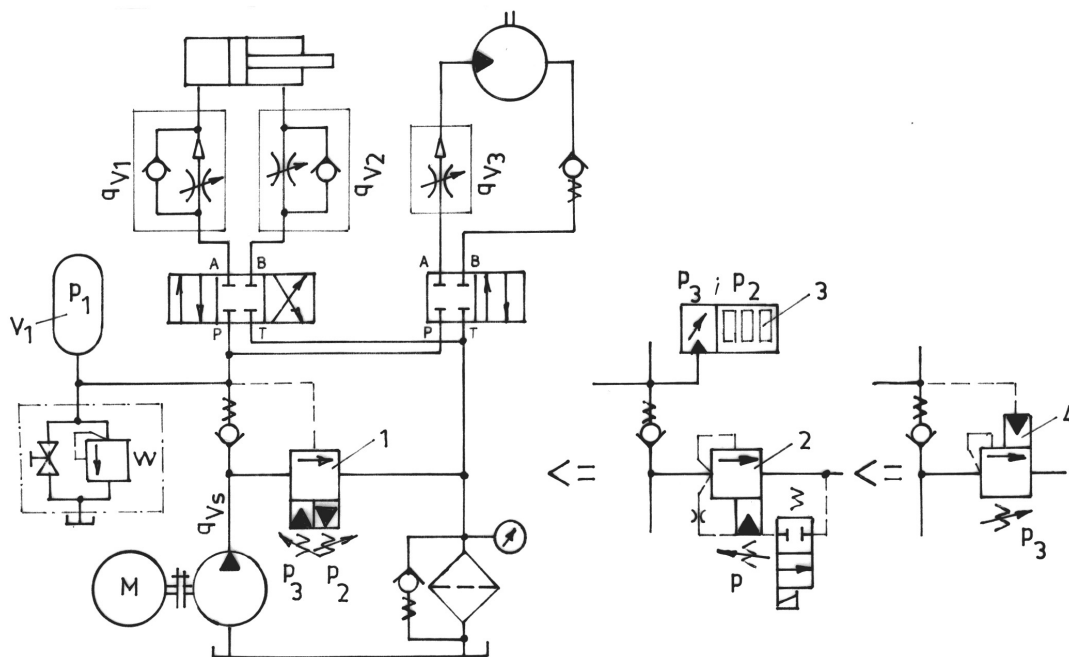
A 149. ábra kapcsolási vázlatja több fogyasztó egyedi és / vagy egyidejű térfogatáram ellátását mutatja. A kívánt térfogatáramokat áramirányítókkal kell beállítani a szivattyú $q_v - p$ jelleggörbéjének szabályozott szakaszán. A nyomáshatárolót az esetleges túlfolyószelepes üzemállapot elkerülése miatt, jóval a maximális nyomás fölé kell állítani. A szivattyú résolaj vezetékeit a szívóvezetékétől távol kell elhelyezni, s kerülni kell a hosszabb üzemszünetek leszabályozott állapotát ($q_v = 0$). Ilyen esetekben indokolt a tehermentesítés.



149.ábra

7.3.1.3 Állandó fajlagos munkatérfogatú energiaátalakítók és hidroakkumulátor soros fojtással

A hidroakkumulátoros térfogatáram biztosításnál, helyesen méretezett rendszer esetén a térfogatáram - igényt a szivattyú és a hidroakkumulátor együttesen elégíti ki. A rendszernek automatikusan kell biztosítania adott nyomásszintek között ($p_3 - p_2$) a hidroakkumulátor feltöltött állapotát. Erre is mutat megoldásokat a 150. ábra kapcsolási vázlat.



150. ábra

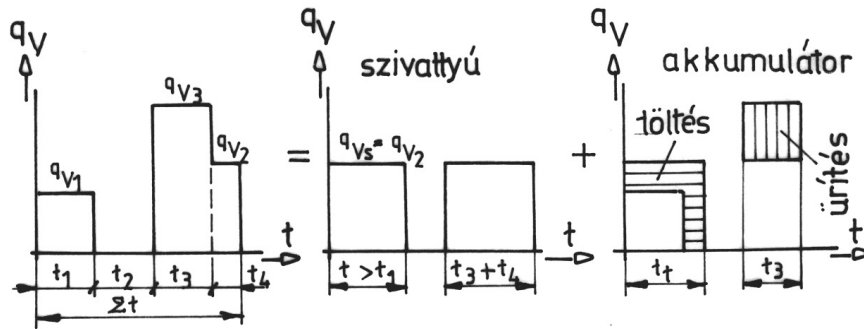
A lehetőségek:

- akkumulátor töltőszeleppel (1): ez egy olyan külső vezérlésű nyomásrakapcsoló szelep, melynél a felső (p_3), ill. az alsó (p_2) kapcsolási nyomás egymástól függetlenül, bizonyos határok között változtatható. A maximális nyomás elérésekor a szivattyút tehermentesíti, ill. a minimális értéknél ismét töltésre kapcsolja.
- elővezérelt, tehermentesíthető nyomáshatárolóval (2) és nyomáskapcsolóval (3): itt a kapcsolási nyomások / helyzetek a nyomáskapcsolón állíthatók be.
- külső vezérlésű nyomásrakapcsoló szeleppel (4): a maximális kapcsolási nyomást (p_3) kell beállítani. Az automatikus kapcsolási nyomáskülönbség több tartományban, előre választható.

Az akkumulátor ürítési áramait áramlási utanként áramirányítókkal kell beállítani / korlátozni.

A kiválasztáshoz szükséges ΔV térfogat a rendszer térfogatáram - idő diagramja alapján határozható meg.

Ez pedig a ciklusdiagram, a motorok névleges mérete, a működési sebességek és



151. ábra

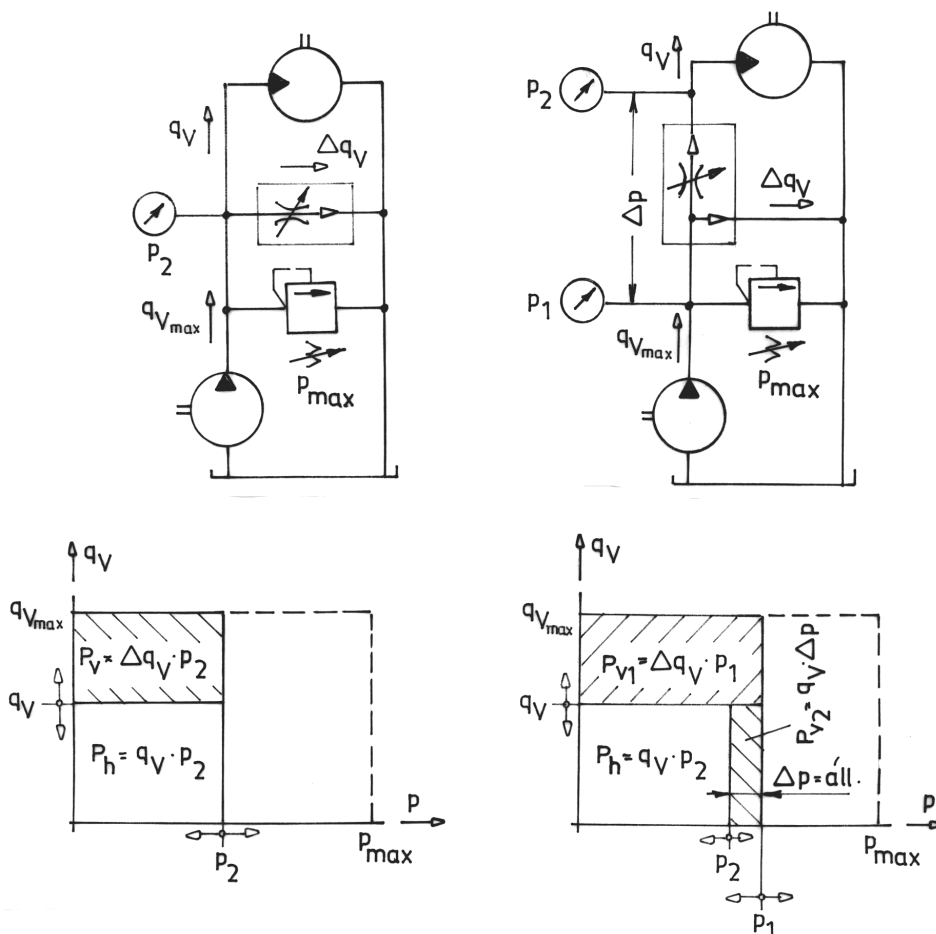
idők ismeretében számítható. A szivattyú térfogatáramát úgy kell megválasztani, hogy az üzemszünetek alatt az akkumulátor újratöltése biztosított legyen.

A biztosítandó térfogat: $\Delta V = \Sigma(q_V - q_{Vs}) \cdot t = (q_{V3} - q_{Vs}) \cdot t_3$.

Ennek, ill. a $\Delta p = p_3 - p_2$ -nek ismeretében, a nyomásviszony kötöttségek (p_1) és állapotváltozás - izotermikus / adiabatikus - figyelembe vételével a szükséges hidroakkumulátor kiválasztható.

7.3.2 Fojtással működő, nem állandó nyomású rendszerek

7.3.2.1 Állandó fajlagos munkatérfogatú energiaátalakítók PÁRHUZAMOS fojtással, vagy 3-utú áramállandósítóval



152. ábra

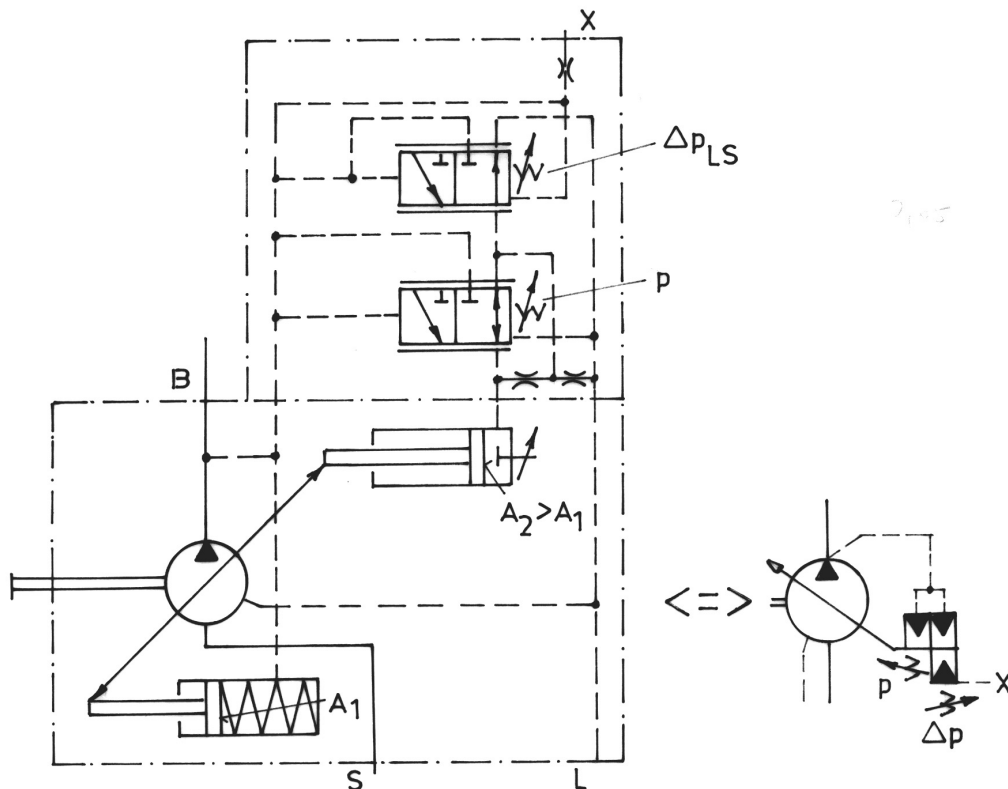
Ezeknél a rendszereknél a nyomáshatároló biztonsági feladatot lát el, üzemszerűen állandóan zárt. A térfogatáram osztáspontja a párhuzamos kötésű áramirányító, ill. a 3-utú áramállandósító nyomáskülönbség - állandósítója.

A szivattyú által szállított (q_{Vmax}), és a rendszer által pillanatnyilag igényelt térfogatáram (q_V) különbsége (Δq_V) ezeken keresztül jut vissza a tartályba.

Az energetikai viszonyok szemléletesen a $q_V - p$ számsíkon mutathatók be. (152. ábra). Előnyük, hogy a veszteségük mindig a külső terhelésnek megfelelő nyomásszinten jelentkezik, de csak pozitív külső terhelés mellett alkalmazhatók. A 2-utú áramállandósító esetén a kifolyóban a nyomáskülönbség - állandósító működéséhez szükséges minimális nyomásnak fenn kell állnia. A 3-utú áramállandósítót - különösen mobil gépeknél - előszeretettel alkalmazzák áramosztóként is, amikor a szekunder térfogatáramot (Δq_V) nem a tartályba, hanem egy másik fogyasztóhoz vezetik.

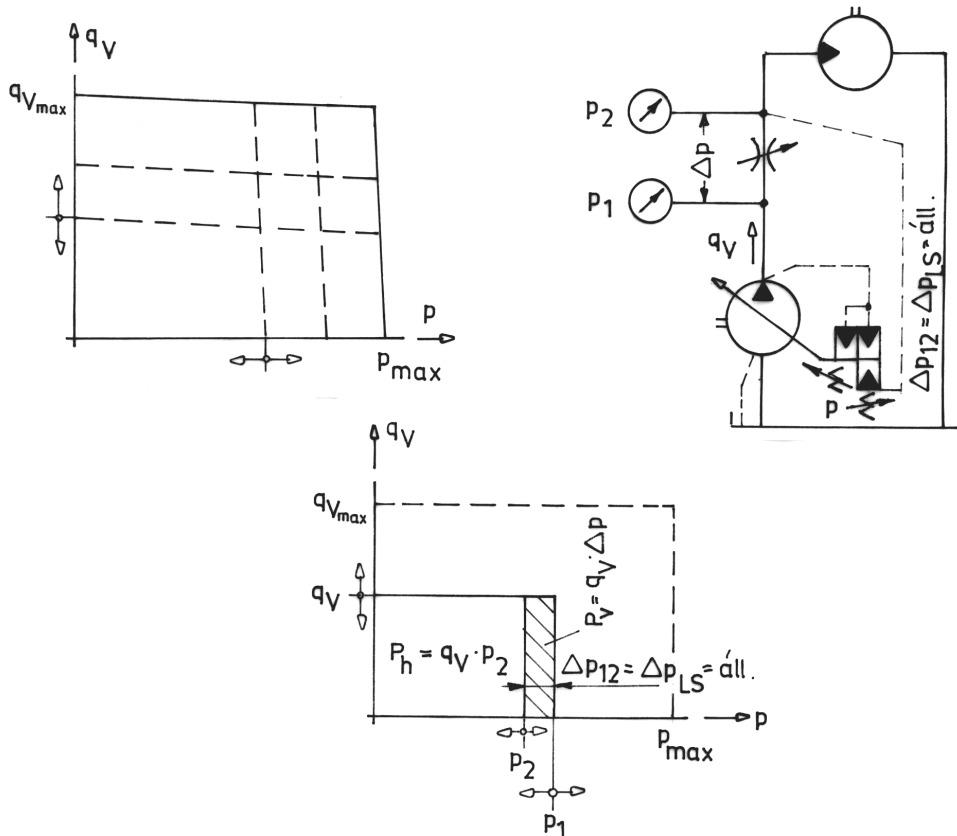
7.3.2.2 Terhelésérzékeny (Load Sensing) vezérlésű rendszer

Az LS - vezérlésű szivattyú is, működését tekintve változó fajlagos munkatérfogatú, mint a nyomásszabályozott szivattyú. Amíg azonban az csak egyszeres-, addig ez kétszeres nyomásvisszacsatolású. Ennek megfelelően két darab nyomásvezérelt útváltója van. Az egyik csak a szivattyú utáni közvetlen nyomást (p) méri, a másik



153. ábra

pedig a szivattyú utáni és a fogyasztón / fogyasztókon a terhelés(ek) meghatározta nyomás(ok) különbségét (Δp_{LS}) tartja állandó értéken. Ennek megfelelően a szivattyú



154. ábra

nyomócsonkján a nyomás az egyidejű terhelések által meghatározott legnagyobb nyomást követi az adott - bizonyos határok között állítható: $\Delta p_{LS} = 14 - 20$ (bar) - nyomáskülönbséggel. Miután a soros kapcsolású áramirányítón a nyomáskülönbség a terheléstől függetlenül azonos, a fojtó is 2-utú áramállandósítóként viselkedik / viselkedhet.

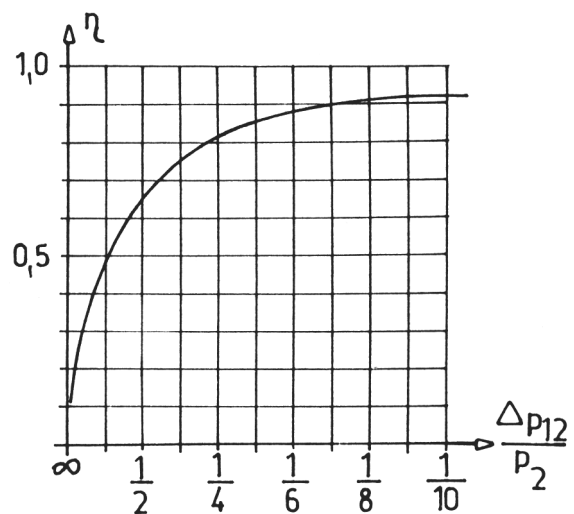
A hasznos teljesítmény: $P_h = q_V \cdot p_2$

A bevezetett teljesítmény:

$$P_{be} = q_V \cdot p_1 = q_V \cdot (p_2 + p_{12})$$

A rendszerhatásfok (155. ábra):

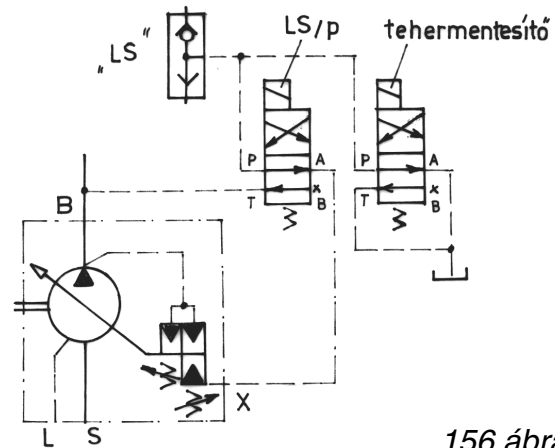
$$\eta = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{q_V \cdot p_2}{q_V (p_2 + \Delta p_{12})} = \frac{p_2}{p_2 + \Delta p_{12}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_{12}}{p_2}} = f\left(\frac{\Delta p_{12}}{p_2}\right)$$



155. ábra

Több fogyasztó egyidejű, eltérő / változó terhelésű működése esetén a viszonyok romlanak. A 156. ábrán szereplő kapcsolás a szivattyú három különböző üzemmódját teszi lehetővé:

- tehermentesített állapot,
- nyomásszabályozott üzemmód,
- terhelés érzékeny / követő (LS) üzemmód.

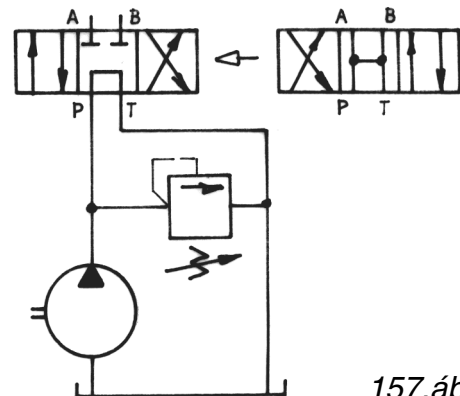


156. ábra

8. KÖRFOLYAMOK ALAPFELADATAI.

8.1 Szivattyúk üresjáratának biztosítása.

Amikor a szivattyú által kiszolgált rendszer térfogatáram igénye zérus, a szivattyú üresjáratát - tehermentesítését - biztosítani kell, melyet elsősorban energetikai szempontok indokolnak. Ennek elmulasztása esetén a szivattyú teljes térfogatáram a rendszer védelmét szolgáló nyomáshatárolón át jut vissza a tartályba. Hasznos teljesítmény nem lévén, a bevezetett teljesítmény teljes egészében hővé alakul. A hosszabb üzemszünetek esetében indokolt szivattyú leállástól eltekintve, a következő kapcsolástechnikai lehetőségek állnak rendelkezésre.:



157. ábra

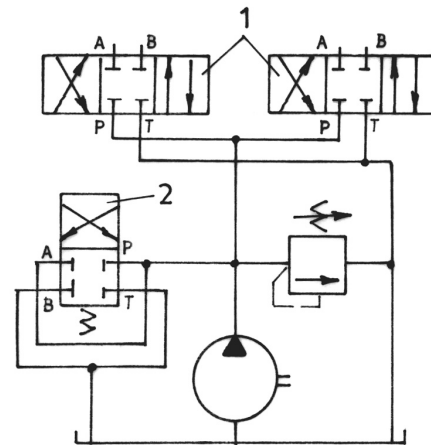
- közvetlenül az útváltón keresztül:

a 4/3 -as útváltó középhelyzetében a szivattyú térfogatáram magán az útváltón keresztül (P → T) jut vissza a tartályba. A szivattyút ez esetben csak az útváltó és a kapcsolódó csővezeték ellenállása terheli. Hasonlóan alkalmazható erre a célra az ún. "úszó középhelyzet"-tel rendelkező útváltó is, különös tekintettel a vezérelt visszacsapószelepet tartalmazó körfolyamra. Ekkor gondosan figyelni kell arra, hogy az így kialakuló nyomás kisebb legyen mint a vezérelt visszacsapószelep - terhelési feltételek meghatározta - nyitónyomása. Ellenkező esetben ugyanis megszűnik a tartóhelyzet, s ez különösen a differenciál felületű ($\varphi > 1$) munkahengerek vonatkozásában jelenthet problémát.

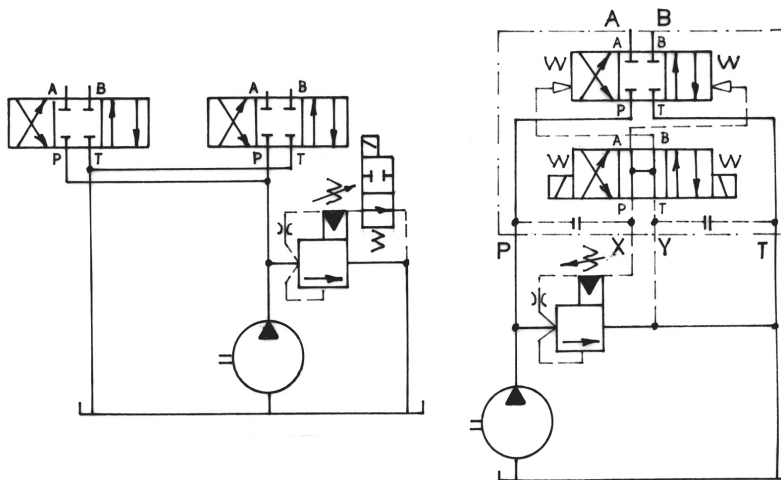
- **külön tehermentesítő útváltón keresztül:** amikor rendszertechnikai szempontok - pl. munkahengerek és / vagy hidromotorok párhuzamos kapcsolása - "zárt" középhelyzetű 4/3 -as útváltókat (1) igényelnek, úgy a szivattyú tehermentesítése

a párhuzamos kötésű útváltón (2) keresztül is biztosítható. Az átváltásokkal járó átmeneti jelenségek kedvezőbbé tétele ennél az útváltónál negatív átmeneti kapcsolási átfedést indokol (158. ábra).

- az elővezérelt nyomáshatároló tehermentesítésével: Az elővezérelt nyomáshatároló kiegészíthető tehermentesítő útváltóval, illetve elővezérelt útváltónál beköthető úgy, hogy az elővezérlője rövidre zárható legyen. Ez esetben a főtollatújának nyitásával a nyomáshatároló adott nyitónyomású visszacsapószelepként működik. A külön tehermentesítő monostabil útváltó, lehet alaphelyzetben nyitott, ill. zárt.



158.ábra



159.ábra

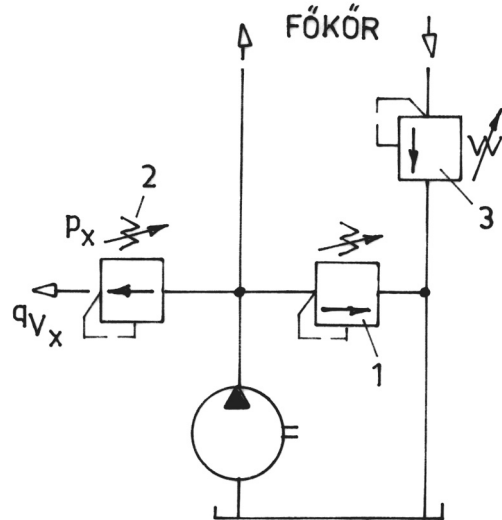
A 158.; 159. ábrák megoldásait összehasonlítva, a mindenkori alkalmazást az döntheti el, hogy a nyomáshatároló rendszerhez való illesztése statikus, vagy dinamikus szempontból a fontosabb. Az előbbi esetben a 159. ábra az utóbbinál pedig a 158. ábrán szereplő kapcsolás az előnyösebb.

- **automatikus tehermentesítések:** hidroakkumulátoros körfolyamoknál a nyomásszinteknek megfelelően a szivattyú tehermentesítése általában automatikusan történik. Megoldási változatok a 150. ábrán láthatók.
- **a változó fajlagos munkatérfogató** szivattyúk tehermentesítése az "X" - ág tartályra kötésével biztosítható (163. ábra).

8.2 Vezérlőkörök olajellátása. Távvezérlés

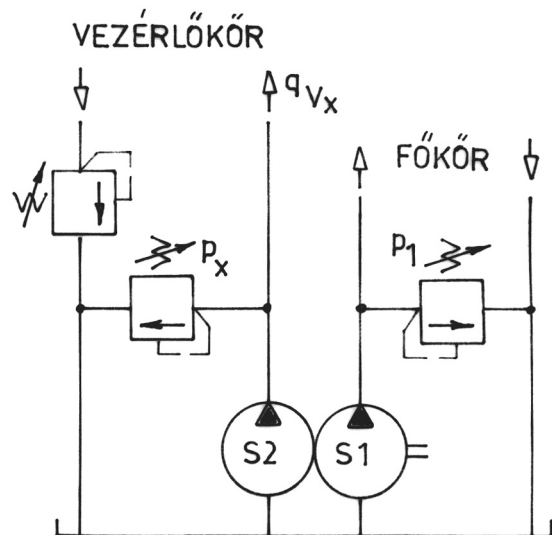
Az elővezérelt irányítóelemek távvezérlése esetén a főszelep és az elővezérlőrész külön válik / válhat, amit részben a beavatkozási - és a vezérlési helyek közötti jelentős távolság, részben pedig a vezérlés lényegesen kisebb energiaszintje indokol. Ez

esetben a nagy energiasztű beavatkozó kör elemei - a főszelepek - a munkavégzés helyéhez közel helyezhetők el, ezzel is csökkentve az energia vezetésével járó veszteségeket. A legáltalánosabban alkalmazott elővezérelt útváltók vezérlési térfogatára egyaránt biztosítható főáramkörből, illetve külön vezérlőkörfolyamból. Főáramköri vezérlésnél különbséget kell tenni "belső" és "külső" vezérlés között (3.1 fejezet). A vezérlőkörök olajellátására is alapvetően két megoldás kínálkozik, a főágról való táplálás, ill. az önálló vezérlőkör kiépítése.



160. ábra

A **főágról** való táplálásnál a vezérlőkört térfogatárammal (q_{Vx}) a nyomáscsökkentőn át (2) a rendszer szivattyúja látja el. A nyomáscsökkentő feladata a vezérlőkör nyomásának (p_x) maximálása és függetlenítése a főkör nyomásától (1). A visszafolyóágban elhelyezett nyomáshatároló (3) a rendszer előfeszítését szolgálja, biztosítva ezzel a vezérlőkörben szükséges minimális nyomást (160. ábra).



161. ábra

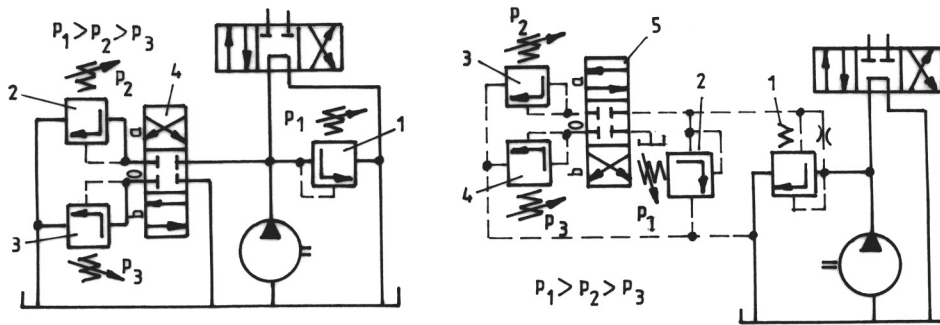
Az **önálló** vezérlőkörnél a szivattyúk térfogatárama és terhelhetősége minden esetben a feladat igényeihez illeszkedik. A vezérlőköri szivattyú (2) rendszerint kis folyadékszálítású és terhelhetőségű fogaskerék szivattyú. A fő- és a vezérlőkör szivattyúja az egybeépített kettős szivattyú helyett lehet két különálló szivattyú is. Önálló vezérlőkör kiépítése akkor indokolt, ha a rendszer több elővezérelt irányítóelemet is tartalmaz (161. ábra).

8.3 Több (diszkrét) nyomásérték kiválasztása

A hidraulikus rendszereknél gyakran igény, hogy előre beállított, diszkrét nyomásértékek automatikusan kiválaszthatók legyenek. Erre az állandó és változó fajlagos munkatérfogatú szivattyúkkal táplált rendszereknél egyaránt van lehetőség. A 162. ábra megoldásait összevetve a meghatározó maximális nyomás (p_1) az útváltók (4, ill. 5) kapcsolt helyzetével kiválasztott nyomáshatárolókkal, illetve elővezérlőkkel bírálható felül.

A két megoldást összehasonlítva a következő megállapítások tehetők:

- a nyomáshatárértékeket kiválasztó útváltók között névleges méretbeli eltérés van.

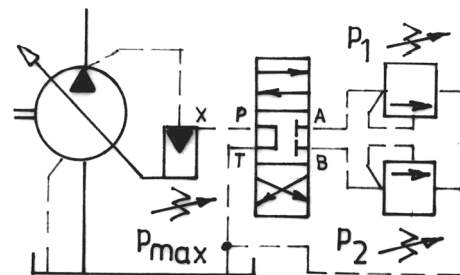


162. ábra

A (4) útváltón a szivattyú teljes térfogatárama átfolyhat, tehát a névleges méretének minden esetben ehhez kell igazodnia. Ezzel szemben az (5) útváltó csak a minimális vezérlési térfogatáramot engedi át, ezért az adott rendszer legkisebb névleges méretű egyede is megfelel a célnak.

- konstrukció- és ár szempontjából az elővezérelt változat a kedvezőbb, de a mindenkori alkalmazást a nyomáshatároló körfolyamhoz való statikus-, ill. dinamikus illesztésének a fontossága dönti el.

A változó fajlagos munkatérfogatú változatoknál (az LS-nél is) ez a szivattyú nyomás-szabályozójára (x - ág) kapcsolt szelepkombinációval biztosítható. A kapcsolási rajzon szereplő megoldás a tehermentesítés mellett lehetővé teszi a szóban forgó diszkrét nyomásértékek kiválasztását is.

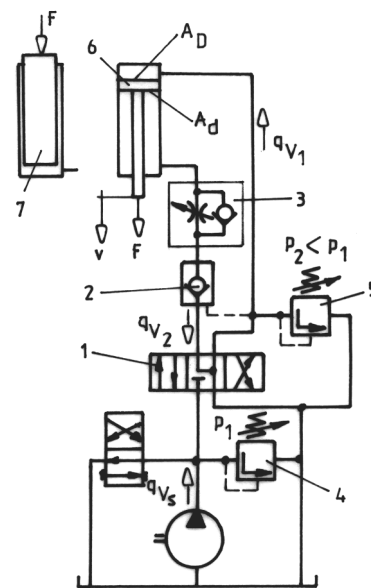


163. ábra

Megjegyzés: alapfeladatnak tekinthető a munkafolyadék kondicionálása (szűrés, fűtés / hűtés) is. (ld. 6.1 és 6.2 fejezetek).

9. TEHERTARTÓ KAPCSOLÁSOK

Tehertartásnak azt kell tekinteni, amikor a munkahenger /hidromotor/ határozott szögelfordulású motor kimenetén ható állandó külső terhelés ellenére annak stabil helyzetét kell biztosítani. A szóbanjöheto rendszertechnikai megoldásoknál külön kell választani a tökéletes tömítettségűnek tekinthető munkahengereket, a résveszteséggel rendelkező hidromotoroktól és határozott szögelfordulású motoroktól. A munkahengereknél ugyanis lehetséges a "csak" hidraulikus tartás. Tartószelepként leggyakrabban vezérelt visszacsapószelepet alkalmaznak. Ennél a körfolyamnál az útváltónak (1) a vezérelt visszacsapószelep (2) biztos zárása miatt a rendszer felé nyitott áramlási útkapcsolatú

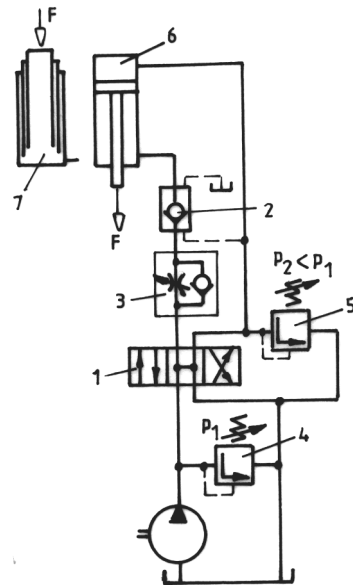


164. ábra

középállással kell rendelkeznie (164. ábra).

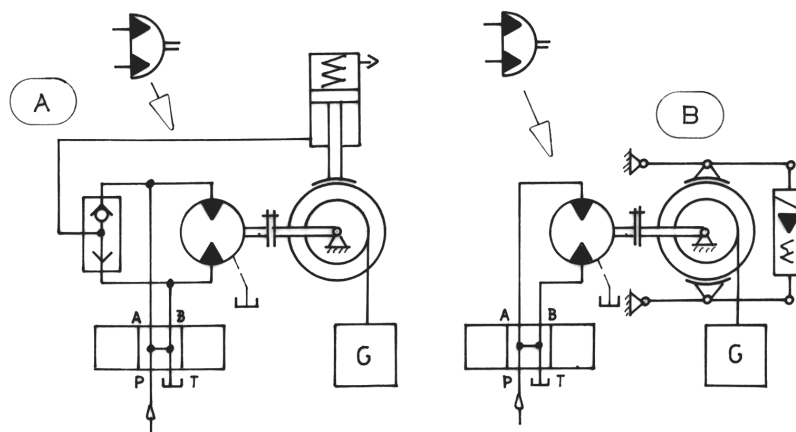
A zárt középállás a teher kúszó mozgását eredményezi, mert a vezérelt visszacsapószelep csak a résvesztés mértékében tud zárni. Negatív terhelőerő, vagy teher süllyesztés esetén az öntörvényű mozgás megakadályozására a kifolyóágban áramarányítót kell elhelyezni. Ezt a célt szolgálja a fojtó - visszacsapószelep (3). Egyszeres működésű munkahengereknél (7) a süllyedési sebesség (v) és a szivattyú térfogatárama (q_{Vs}) között semmilyen kötöttség nincs. A kettős működési munkahengereknél (6) viszont a fojtóval beállított süllyedési sebességnek (v) kisebbnek kell lennie, mint amit a szivattyú térfogatárama (q_{Vs}) és a munkahenger (6) dugattyúfelülete (A_D) egyébként meghatározná, azaz:

$$v = \frac{q_{V2}}{A_d} = \frac{q_{V1}}{A_D} < \frac{q_{Vs}}{A_D}$$



165. ábra

Ellenkező esetben ugyanis a teher mozgása rángatózó lesz, mivel a vezérelt visszacsapószelep nyitási feltétele csak pillanatonként teljesül. A periódikusan kialakuló nyitás / zárás a teher egyenlőtlen mozgásán túl egyébként is káros, mivel az adott körfolyamágban nem kívánatos nyomáslengéseket gerjeszt. Az útváltó (1) negyedik csatornája a kettős működésű munkahengernél az A_D munkatérre és a vezérelt visszacsapószelep (2) vezérlőkamrájára, az egyszeres működésű munkahengereknél (7) csak az utóbbihoz kapcsolódik. A süllyesztési munkafázis említett túlfolyószelepes üzem módja miatt, energiatakarékossági szempontból a vezérlőág nyomását célszerű a minimálisan szükséges (p_2) értéken korlátozni. Ez esetben a túlfolyó szerepét az (5) nyomáshatároló veszi át. Az ábrákon szereplő vezérelt visszacsapószelepek csak résolaj vezetékben térnek el egymástól. A résolaj vezeték nélküli változatnál a kifolyóág nyomása a vezérlőnyomás ellen hat. Ezért olyan esetekben, amikor a vezérelt visszacsapószelep kifolyóága terhelte - a terhelést a fojtó (3) adja - akkor a kisebb nyitónyomás szükséglet miatt résolaj vezetékkel rendelkező kivitelt illik alkalmazni.



166. ábra

Ha a kettős működésű munkahengerrel mozgatott teher helyzeteit mindkét mozgásirányban reteszelni kell, akkor kettős vezérelt visszacsapószelep alkalmazása kerül előtérbe. A működtetés feltételei az előbbiekkal megegyezők.

Megjegyzés: nyomásirányítókat is alkalmaznak teheartásra, ld. [6.].

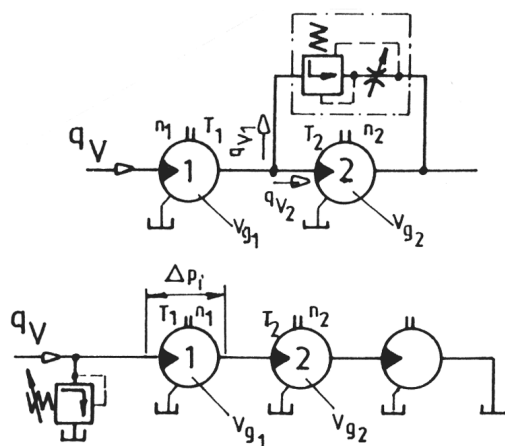
Hidromotornál, ill. nem teljes tömítettségű határozott szögelfordulású motornál önsúly hatására tartós pozicionálás csak rögzítőfék, vagy elektrohidraulikus féklazító alkalmazásával oldható meg. A résveszteségek miatt hidraulikus tartás nem lehetséges. A rögzítést minden szándékolt mozgásnál automatikusan (VAGY - szelep) oldani kell. Az elektrohidraulikus féklazítónál (Eldro) ez nyilvánvalóan villamosan történik.

10. ENERGIAÁTALAKÍTÓK (munkahengerek/hidromotorok) SOROS- ÉS PÁRHUZAMOS KAPCSOLÁSA. FÉKEZŐ-KAPCSOLÁSOK

A munkahengerek / hidromotorok körfolyambeli soros-, vagy párhuzamos kapcsolata lehet közvetlen-, vagy útváltókon keresztüli kapcsolat.

A **közvetlen** kapcsolatnál az egyes energiaátalakítók (rendszerint hidromotorok) közötti soros-, vagy párhuzamos kapcsolatot az összekötő csővezeték létesíti.

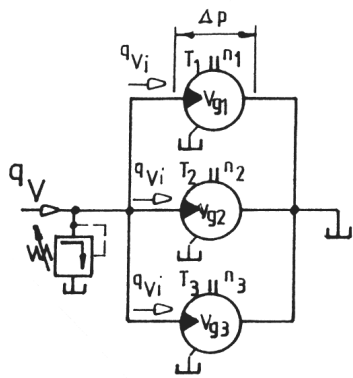
Soros kapcsolásnál az egyes hidromotorokon a külső nyomatékkerhelés meghatározta nyomásesés (Δp_i) összegződik, a térfogatáram (q_v) pedig a volumetrikus veszteségektől eltekintve azonos. Ténylegesen azonban a térfogatáram az áramlás irányában az egyes hidromotorok külső résveszteségeivel lesz kevesebb. Ha a hidromotorok eltérő fordulatszámára van szükség, úgy ennek biztosítására két lehetőség van. Egyrészt a hidromotorok fajlagos munkatérfogatóát adott térfogatáram esetén a szükséges fordulatszámoknak megfelelően $n = \frac{q_v}{V_g}$ - válasz-



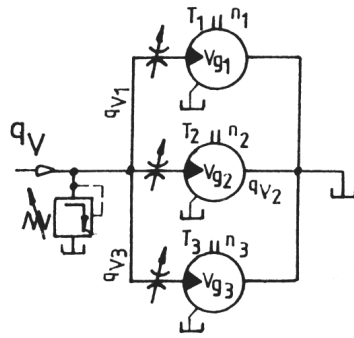
167.ábra

tani, másrészt a szóban forgó hidromotor(ok) előtt a rendszert áramirányítókon keresztül megcsapolni. A térfogatáram ezzel a szükséges mértékben osztható. A nyomáshatároló biztonsági feladatot lát el.

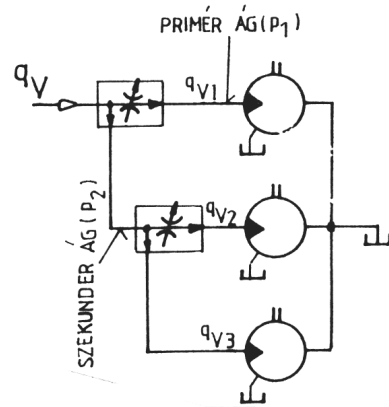
Párhuzamos kapcsolásnál az egyes körfolyamágakon (hidromotorokon) létrejövő nyomásesés (Δp) azonos, a térfogatáram - igény (q_{vi}) pedig összegződik. A közös nyomásesés (Δp) kialakulásában a legkisebb külső nyomatékkerhelésű ág lesz a meghatározó, s az egyes hidromotorok kialakult munkapontjai (T ; n) pedig csak az adott terhelési viszonyok mellett lesznek stabilak. Ha a hidromotorok tengelyeinek nyomatékkerhelése az adott egyensúlyi állapothoz képest megváltozik, akkor az új egyensúlyi állapotnak megfelelően egyes hidromotorok leállhatnak, míg mások



168. ábra



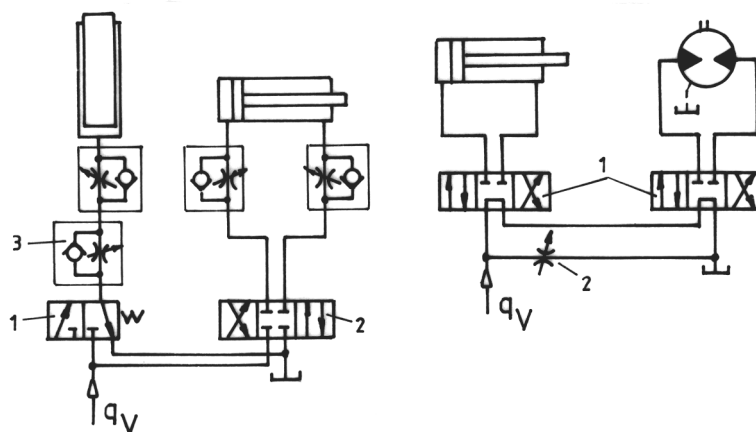
169. ábra



túlpöröghetnek. Ezt elkerülendő, a hidromotorokkal sorbakötött áramirányítókat kell alkalmazni. Ezek lehetővé teszik a hidromotorok esetleges szinkronfutásának, vagy eltérő fordulatszámának a beállítását is. Sorbakötött áramirányítók esetén a szivattyú és a hidromotorok közötti nyomáshatároló túlfolyószelep funkciót lát el, mivel $q_V > \sum q_{Vi}$ (168. ábra).

Energetikailag - különösen jelentékenyen változó külső terhelések esetén - előnyös lehet a hidromotorok 3-utú áramállandósítókön keresztüli párhuzamos kapcsolata. A kiválasztásnál figyelemmel kell lenni a primer (p_1) és a szekunder (p_2) ágak nyomásviszonyára, ugyanis vannak típusok, melyek csak $p_1 > p_2$ esetén működőképesek (169. ábra).

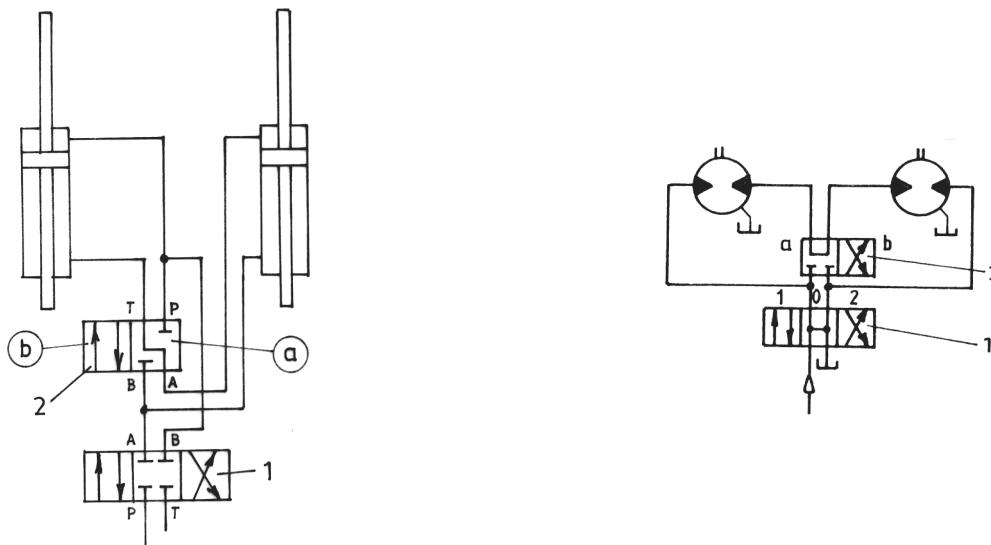
Az **útváltók**on keresztüli soros-, és vagy párhuzamos kapcsolatot a 170. ábra kapcsolási vázlatai mutatják. Azt, hogy melyik útváltó alkalmas soros-, ill. párhuzamos kapcsolat létrehozására a kétállásúaknál az alaphelyzetbeli-, a háromállásúaknál pedig a középállás útkapcsolata határozza meg. A 4/3-as útváltók közül soros kapcsolásnál a szivattyú felé "nyitott" párhuzamos kapcsolásnál pedig "zárt" középállásbeli útkapcsolattal rendelkezők jöhetnek szóba.



170. ábra

A **párhuzamos** kapcsolásnál az útváltók zárt alap (1), ill. középállásbeli (2) útkapcsolata miatt a szivattyú szükségszerű tehermentesítéséről az ismertetett lehetőségek valamelyikével gondoskodni kell. Az energiaátalakítók működtethetők egyedileg, ill. egyidejűleg is. Egyedi működésnél azok sebességét, a névleges méretük mellett a

térfogatáram határozza meg. Egyidejű működésnél viszont a párhuzamos kötés miatt, a működési sebességeket a külső terhelés - nyomásesés a párhuzamos ágban - határozza meg. Kötött működési sebességeket áramirányítókkal (3) kell biztosítani. **Soros** kapcsolásnál az útváltók (1) nyitott középállása miatt a szivattyú tehermentesítéséről külön nem kell gondoskodni. Az energiaátalakítók ugyancsak működtethetők egyedileg és egyidejűleg is. A működési sebességek mindkét üzemmódban azonosak. Egyidejű működésnél az energiaátalakítók létrejövő nyomásesések összegződnek. A 171. ábrán látható körfolyam két hidromotor, ill. munkahenger soros-, vagy párhuzamos kapcsolását teszi lehetővé.



171.ábra

A mozgásirány vezérlése az (1) útváltóval lehetséges. Az üzemmód választó útváltó (2) "a" állásában soros-, míg a "b" állásában párhuzamos az energiaátalakítók kapcsolata.

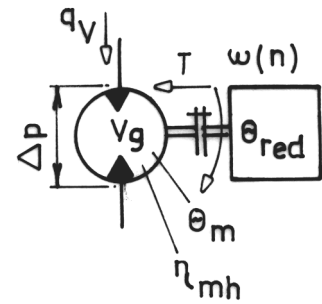
Fékezőkapcsolások

Munkahengeres mozgatásnál véghelyzet fékezésre, választástól függően van lehetőség. A fékút nem, de a fékezési nyomás (hatás) általában állítható. Amennyiben a beépített fékezés nem elegendő, akár a fékút rövidsége, akár technológiai követelmények miatt, akkor kapcsolástechnikailag kell ezt megoldani. Kézenfekvő a kifolyóági (passzív) hengertérre az úthelyzettől függően előre meghatározott, diszkrét hidraulikus ellenállásokat kapcsolni. Ezek nyomás-, és áramirányítók is lehetnek. Olyan esetekben, amikor a terhelési jelleggörbének (erő-elmozdulás, nyomatékszögelfordulás) negatív szakasza is van, s a fékezés bekapcsolására nem lehet helyzetjelet felhasználni, akkor a süllyesztő-fékszelepek alkalmazása kerül előtérbe. [6.]

A **hidromotorral** hajtott, adott tehetetlenségi nyomatékú rendszer fékezése kétféle módon szokásos:

- hidraulikus ellenállással (passzív fékezés),
- ellenáramú térfogatárammal (aktív fékezés).

A két fékezési mód nyitott-, és zárt körfolyamnál egyaránt megvalósítható. Az ellenáramú fékezést a térfogatáram irányváltásával valósítják meg, mégpedig nyitott körfolyamoknál az útváltó útkapcsolat-, zárt körfolyamoknál pedig szivattyú áramirányának a megfordításával. Ez a fékezési mód az ellenállásos fékezéshez viszonyítva nagyobb dinamikus igénybevételt és rövidebb fékezési időt eredményez. A mozgási energia és a fékezési nyomáskülönbség között a következő összefüggés írható fel:



172. ábra

$$\frac{1}{2} (\ominus_m + \ominus_{red}) \cdot \omega^2 = \frac{1}{\eta_{mh}} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot V_g \cdot \Delta p$$

A hidraulikus ellenállással történő fékezésnél a mozgási energiát a tömegtehetetlenség által továbbforgatott és ez esetben "szivattyú"-ként működő hidromotor terhelésével emésztik fel. A hidraulikus ellenállás szerepét általában nyomáshatároló tölti be.

A hidromotor tengelyének nyomatékterhelése:

- motoros üzemiállapotban:

$$T_{(m)} = \eta_{mh(m)} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot V_g \cdot \Delta p$$

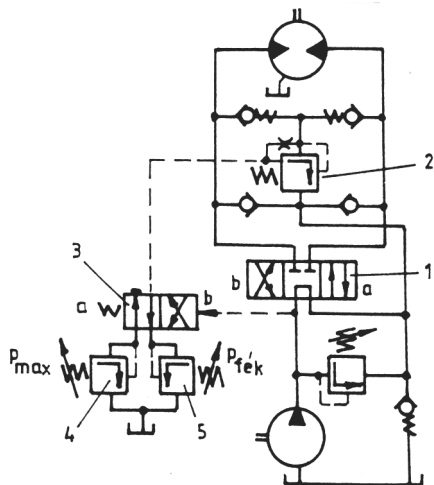
- szivattyús üzemiállapotban:

$$T_{(sz)} = \frac{1}{\eta_{mh(sz)}} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot V_g \cdot \Delta p$$

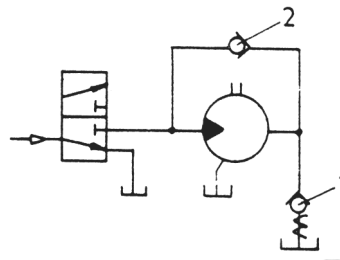
A két nyomaték hányadosa:

$$\frac{T_{(sz)}}{T_{(m)}} = \frac{1}{\eta_{mh(sz)} \cdot \eta_{mh(m)}} \sim \frac{1}{\eta_{mh}^2} \rightarrow T_{(sz)} = \frac{1}{\eta_{mh}^2} \cdot T_{(m)}$$

tehát jelentékenyen nőhet a hidromotor tengelyének nyomatékterhelése, ami nem kívánatos. A motorikus és fékezési nyomás automatikus különválasztására mutat megoldást a 173. ábra körfolyama. A terhelés szerepét betöltő elővezérelt nyomáshatároló (2) az útváltó (3) közvetítésével két darab elővezérlővel (4; 5) rendelkezik. A motoros üzemiállapotban az útváltó (3) "b" kapcsolási állásában a maximális-, a szivattyús üzemiállapotban az útváltó "a" kapcsolási állásában pedig a fékezési nyomás érvényesül. Vannak hajtások, ahol a hirtelen leállással járó dinamikus hatásokat mindenképpen kerülni kell (pl. axiál ventilátor). Ilyenkor a hidromotornak a hajtott egységgel együtt szabad kifutást kell biztosítani (174. ábra).



173. ábra



174. ábra

11. MOZGÁSOK SZINKRONIZÁLÁSA

Ha két, vagy több munkahenger / hidromotor "együttfutását" kell biztosítani, akkor ezt röviden szinkronmozgatásnak szokták nevezni. A két energiaátalakítónak a mozgás alatt mindig közel azonos helyzetet - utat, ill. szöget - kell elfoglalnia. Az együttfutás hibája mindig helyzeteltérés. Zavaró jellemzőként hat, főleg aszimmetrikus terhelés esetén az alkalmazott elemek statikus jelleggörbéinek eltérése, a nyomástól és viszkozitástól függő résvesztése, valamint a munkafolyadék összenyomhatósága is. A szokásos megoldások a következő három típus valamelyikébe sorolhatók:

- az együttfutást mechanikus rendszer biztosítja,
- álszinkronmozgatás, az együttfutásról nyitott hatásláncú hidraulikus vezérlés gondoskodik
- valódi szinkronmozgatás, visszacsatolt szabályozókör biztosítja az együttfutást.

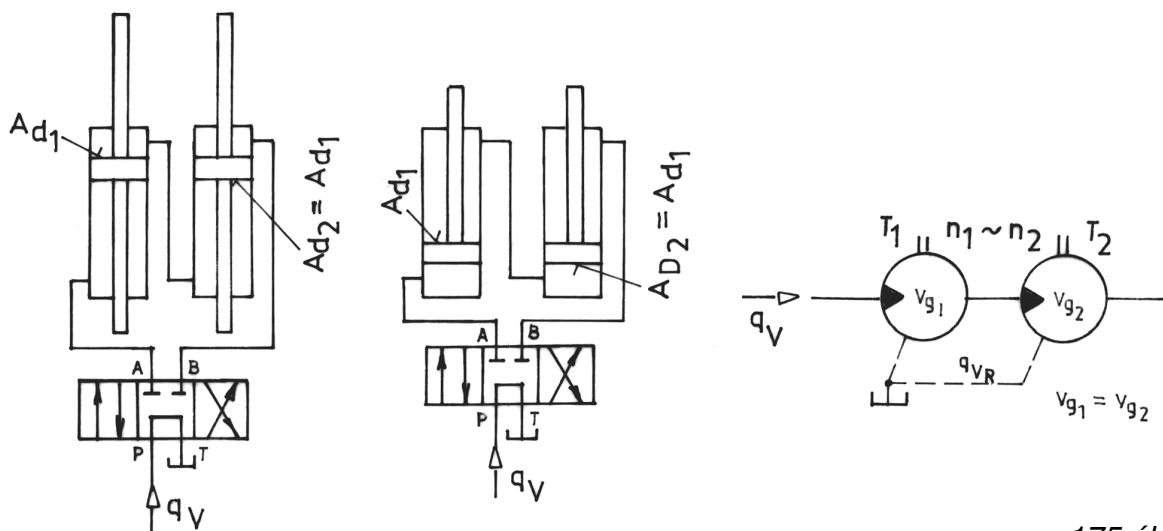
11.1 Álszinkronmozgatás

E csoportba sorolható valamennyi nyitott hatásláncú együttfutás - vezérlés, melyeknél sem helyzet-, sem helyzeteltérés ellenőrzés nincsen. Az ellenőrzés hiánya néhány megoldásnál azonos hibaforrást jelent, az az bármikor felléphet a teljes mozgástartománnyal megegyező méretű együttfutási hiba (pl. az egyik mozgás megszűnik). Egy ilyen meghibásodás a mozgatott egység tönkremenetelét is okozhatja. Ezért ezeket a megoldásokat csak ott lehet alkalmazni, ahol elviselhető az időnként fellépő jelentős együttfutási hiba, ill. a kezelő még időben be tud avatkozni.

Az álszinkronmozgatás rendszertechnikai megoldásai a következők szerint csoportosíthatók:

- energiaátalakítók soros kapcsolása,
- önálló folyadékkörök,
- térfogatáram osztás: áramirányítókkal, áramviszony - állandósítókcal.

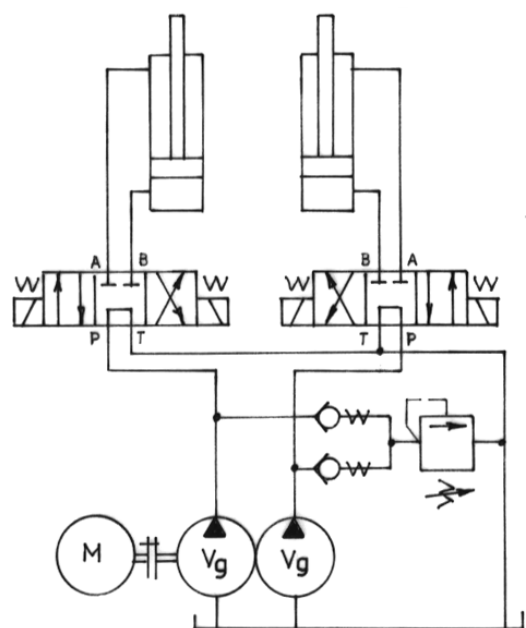
Az energiaátalakítók **soros kapcsolásánál** a bekötés sorrendjében az előző kiszorított térfogatárama, a következő bemeneti áramát is adja. Ha a sorba kötött kettős működésű munkahengerek differenciál - felületűek ($\varphi \neq 1$), akkor a kiválasztásuk nagyon nehéz, mert az $A_{D2} = A_{d1}$ egyenlőségnek fenn kell állnia. Hidromotorok esetében viszont a következő fordulatszáma, az előző külső volumetrikus vesztesége miatt kisebb lesz (175. ábra).



175. ábra

Önálló folyadékkörök alkalmazásánál a szinkronfutás egyik alapfeltétele a vezérlő útváltók szinkron kapcsolása. Kézi működtetés esetén ez mechanikus csatolással biztosítható. A szinkronfutás pontosságát itt a szivattyúk eltérő volumetrikus hatásfoka és az útváltók résveszteség különbsége határozza meg. Ez a kapcsolás az útváltó(k) egyedi működtetésével adott esetben korrekciós lehetőséget is biztosít (176. ábra).

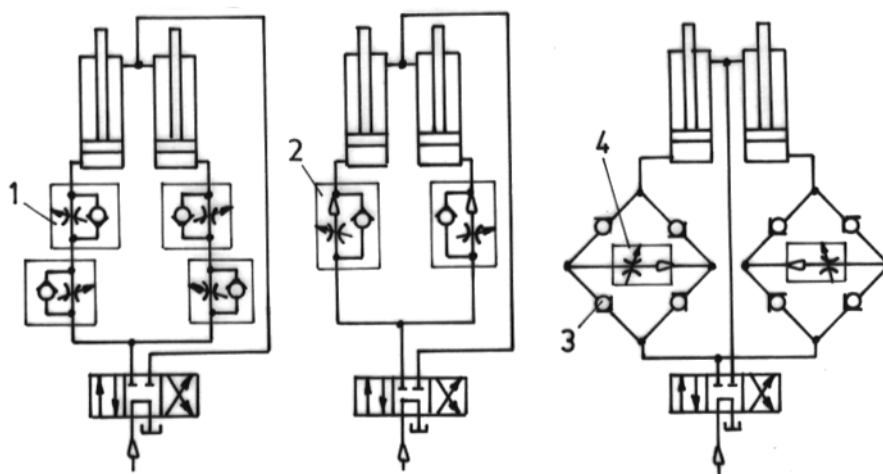
A **térfogatáram osztásával** történő szinkronvezérlésnél az energiaátalakítók rendszertechnikailag párhuzamosan kapcsolnak. Irányítóelemek nélkül azok mozgási sebesség eltérését a külső terhelés-, és a megfelelő körfolyamág hidraulikus ellenállásának aszimmetriája együttesen határozza meg. Előfordulhatnak olyan szélsőséges esetek is, hogy az egyik munkahenger csak a másik véghelyzetbeli felütközése után kezdi meg a



176. ábra

mozgását, vagy hidromotorok esetén az egyik meg sem indul. A térfogatáram - osztás lehetőségeinél külön kell választani az áramirányítókkal - fojtók, 2-utú áramállandósítók, illetve az áramviszony-állandósítókkal történő megoldásokat.

Az **áramirányítókkal** történő osztásnál / összegzésnél egyrészt a közös működési sebesség nem változtatható (kivételt képeznek az arányos rendszerek), másrészt jelentékeny helyzeteltérés jöhet létre, illetve a szivattyú túlfolyószelepes üzemmódban dolgozik.

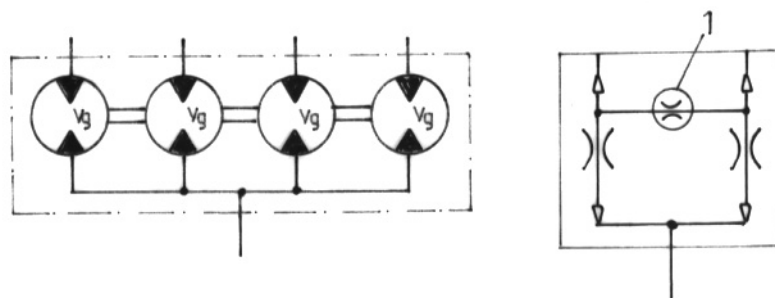


177.ábra

Azt, hogy az osztás / összegzés fojtókkal, vagy 2-utú áramállandósítókkal történik, egyrészt a pontossági követelmények, másrészt az ezzel szorosan összefüggő külső terhelési viszonyok határozzák meg.

Olyan esetekben, amikor csekély pontosságú szinkronfutás is elegendő, s a löketút mentén a külső terhelés nem, vagy csak csekély mértékben változik, megfelelő lehet a fojtókkal (1) való szinkronozás is. A terhelés lehet aszimmetrikus - a fojtók átfolyási keresztmetszeteit ennek megfelelően kell beállítani - de a löketút mentén nagyjából állandónak kell lenni. Az egymással ellentett bekötött fojtó - visszacsapószelepek be- ill. kifolyóági fojtásként mindkét mozgásirányban biztosítják a szinkronmozgást.

Amennyiben a pontossági követelmények fokozottabbak, s a külső terhelés löketmenti változása is jelentékenyebb, akkor az egyszerű fojtók helyett a 2-utú áramállandósítók (2) alkalmazása kerül előtérbe. Ha mindkét mozgásirányban kell a szinkronfutást biztosítani úgy az négy darab-, vagy egyenirányító lapok (3) alkalmazása esetén két darab áramállandósítóval valósítható meg. Ez utóbbi esetben a két mozgásirány sebessége szükségszerűen azonos (177. ábra).

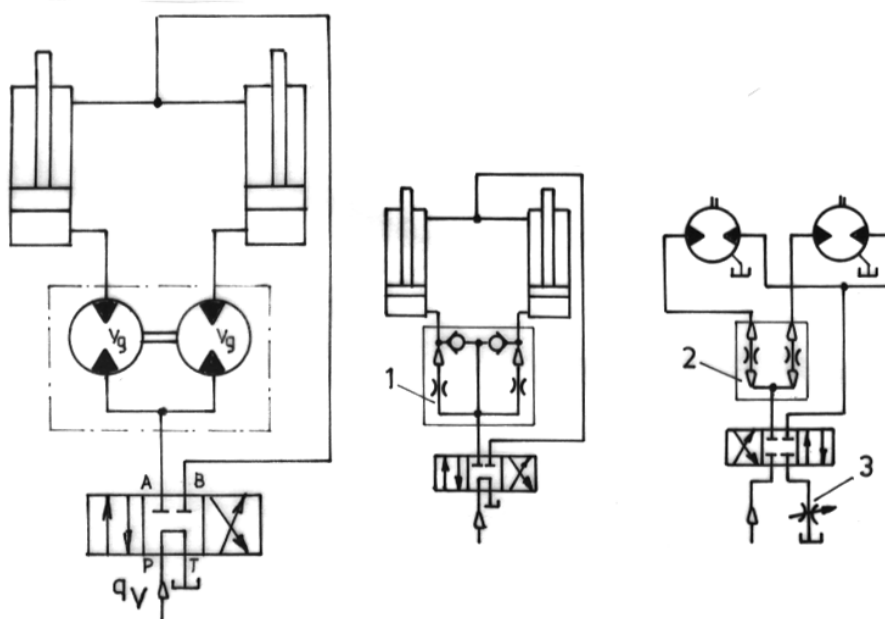


178.ábra

Az **áramviszony - állandósítók** lehetnek fojtással működők (3.3 fejezet), ill. fojtás nélküliek. Ez utóbbiak szigorúan vett azonos fajlagos munkatérfogató, összekapcsolt tengelyű, közös házban elhelyezett hidromotorokból állnak, s osztó / összegző funkciót egyaránt ellátnak. A közös házban elhelyezett hidromotorok száma kettő, három, ill. négy lehet.

A fojtással működő áramviszony - állandósítók kiegészíthetők egy kis méretű, párhuzamos bekötésű fojtóbetéttel (1), amely a véghelyzet eltérés korrekcióját teszi lehetővé (178. ábra).

Minden olyan esetben, amikor a munkahengerek / hidromotorok szinkronfutási sebességét működés közben kell változtatni, áramviszony - állandósítót kell alkalmazni. A közös sebesség változtatása ez esetben történhet a szivattyú fajlagos munkatérfogató-, illetve fordulatszám változtatással, vagy a kifolyóágban elhelyezett fojtással (3).



179.ábra

11.2 Valódi szinkronmozgatás

A mozgás során a helyzeteltérést állandóan ellenőrzik és adott küszöbszint felett működésbe lép a korrekciós rendszer, azaz zárt hatásláncú szabályozás alakul ki. A visszacsatolás mindig magában rejti az instabilitás veszélyét, azaz a rendszer érzékenységét (pontosságát) fokozva mindig el lehet jutni egy olyan értékhez, amelynél a "hurokerősítés" olyan nagy, hogy a rendszer beremeg. Ezt a hatást a velejáró nagy dinamikai terhelések miatt mindenképpen el kell kerülni.

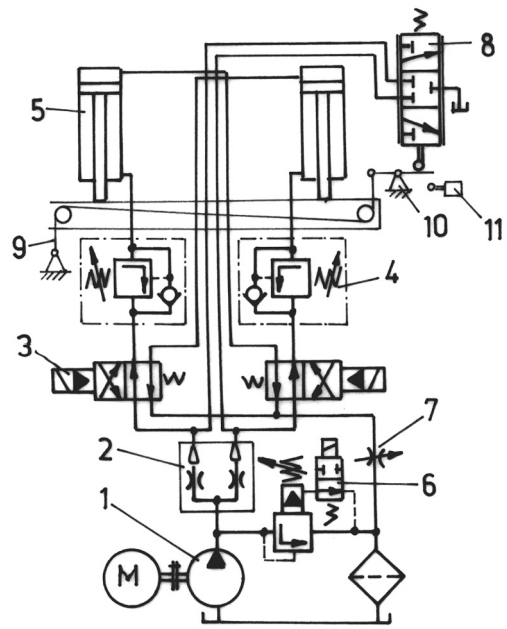
A pontossági követelményeket is figyelembe véve a következő rendszertechnikai megoldások ismertek.

- **leállítással működő rendszerek:** a legkisebb igényeket kielégítő rendszereknél valamennyi együttfutó munkahengert külön útváltó vezérli, és az előresiető henger(ek) leállításával végzik el a korrekciót. A lassú henger(ek) mintegy a

"vezetőmozgás" szerepét viselik és a gyorsabb henger(ek) akkorákat "lépegetnek", hogy a kijelölt hibahatáron belül maradjanak. A lépések gyakorisága a megengedett hibahatártól ($\Delta x = x_1 - x_2$), a beállított sebességektől és a rendszerben levő holtidőktől függ. A sebesség növelésével és a hibahatár értékének csökkentésével elérhető egy olyan határciklus, amelynél állandóan kapcsol a rendszer. Hasonló alkalmazási határt jelent a munkahengerek "minimális lépésnagysága" az a minimális korrekció, amit a mozgatott szerkezet és a hidraulikus rendszer akadós - csúszása (stick - slipje) tesz lehetővé.

- **állandó segéd- térfogatárammal működő rendszerek:** ezek is csak időszakszerűen korrigálják az együttfutás hibáját, de itt mindkét munkahenger folyamatosan mozog és az előresiető térfogatáramát egy előre meghatározott értékkel szükség esetén megcsapolják. A "gyors" munkahenger szakaszonként változó sebessége - különösen jó beállításnál - kevésbé észlelhető. A gyors mozgatásnak itt is akadálya az állandó korrekciós sebesség és a mindig meglévő holtidő.

- **folyamatosan változó korrekcióval működő rendszerek:** jellemzőjük, hogy útkülönbséggel arányos a beavatkozás. Egy ilyen körfolyam látható a kapcsolási vázlaton, amely funkcionálisan két alapvető részre bontható, a szinkronvezérlő (1; 2; 3; 4; 5; 6; 7) és az együttfutást szabályozó (8; 9; 10) részre. A szinkronvezérlő rész alapvetően már egy "durvább" együttfutást biztosít, s a szabályozórésznek normál esetben ennek a hibáit kell kiegyenlítenie. Az áramviszony - állandósító kimenőágaiba kötött "párhuzamszelep" (8) a munkahengerek együttfutásakor középállásban van. Ha az egyik munkahenger előresiet, úgy a párhuzamszelep a hozzávezetett térfogatáram egy részét megcsapolás révén mindaddig a tartályba vezeti, míg a együttfutás vissza nem áll. Erről a rendszer a mechanikus visszacsatolás (9; 10) révén értesül.



180.ábra

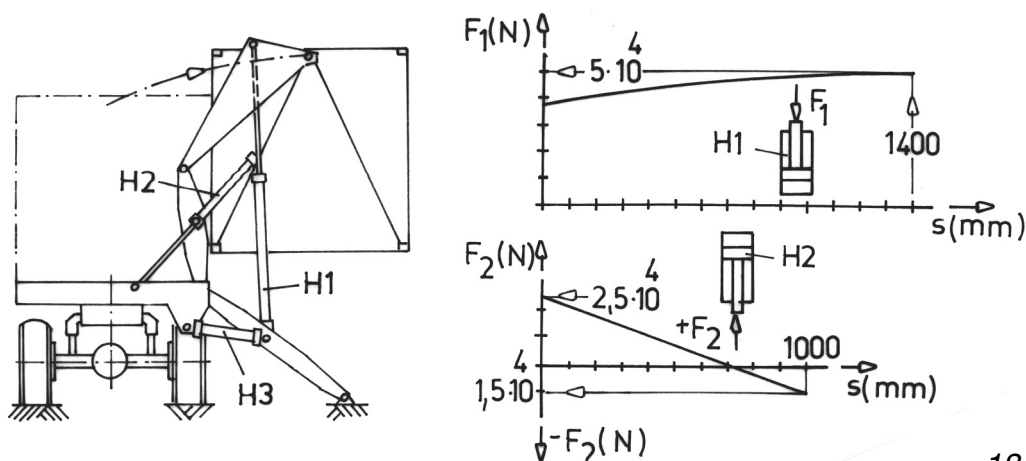
Napjainkban ez már célszerűen induktív útmérőkkel felszerelt munkahengerekkel és az ezzel párosuló arányos technikával oldható meg.

12. FÜGGELÉK

Ebben a fejezetben néhány, az ismeretanyag elsajátítását elősegítő feladat megoldása található.

12.1 Feladat

Az ábrán szereplő terhelési jelleggörbék figyelembe vételével határozza meg a konténerakkodó munkahengereinek (H1; H2) névleges méreteit.



181. ábra

- **H1 jelű munkahenger:** miután a megfogási pontok közötti távolság több mint 2800 (mm), a munkahengert stabilitási (kihajlási) kritériumok alapján kell kiválasztani. A kritikus terhelés összefüggése:

$$F_{\text{krit.}} = \left(\frac{\pi}{L_K} \right)^2 \cdot J_{\text{min}} \cdot E \quad [\text{N}]$$

ahol

$$F_{\text{krit}} = n \cdot F_{\text{max}} = 3,5 \cdot 5 \cdot 10^4 = 17,5 \cdot 10^4 \quad [\text{N}]$$

$$L_k = s_k \cdot L = s_k (2l + H) = 1 \cdot (2 \cdot 1400 + 450) = 3250 \quad [\text{mm}]$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \quad [\text{Pa}]$$

A dugattyúrúd minimálisan szükséges másodrendű nyomatéka:

$$J_{\text{min}} = \frac{F_{\text{krit.}}}{\left(\frac{\pi}{L_K} \right)^2 \cdot E} = \frac{17,5 \cdot 10^4}{\left(\frac{\pi}{3,25} \right)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 8,81 \cdot 10^{-7} \quad [\text{m}^4]$$

Ebből a szükséges dugattyúrúd átmérő:

$$d_{\min} = \left(\frac{64 \cdot J_{\min}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{64 \cdot 88,1 \cdot 10^{-8}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}} = 6,51 \cdot 10^{-2}(\text{m}) = 65,1 (\text{mm})$$

A hozzá legközelebbi nagyobb névleges dugattyúrúd átmérőt kell választani, amely 70 [mm].

Ehhez a dugattyúrúd átmérőhöz a felületviszonynak (φ) megfelelően tartozhat 100 [mm], ill. 125 [mm] dugattyúátmérő is.

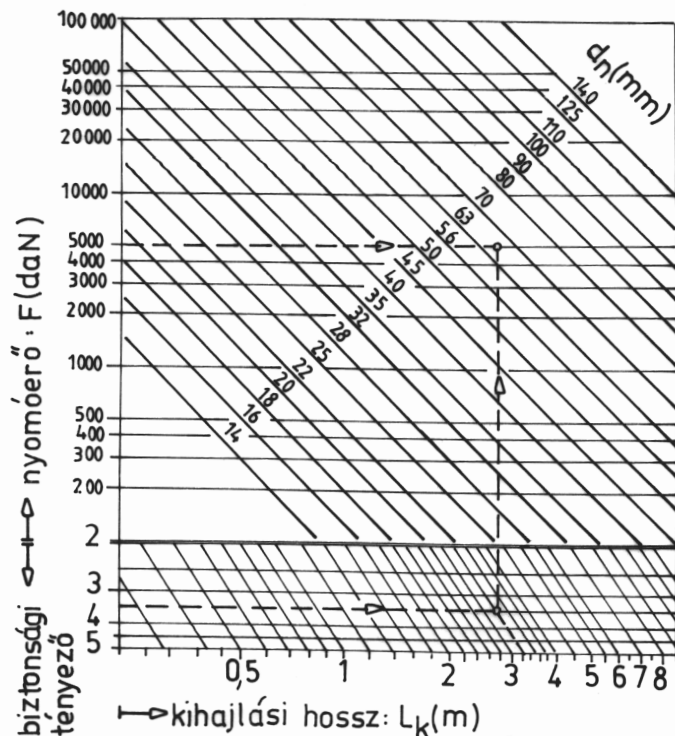
Tehát:

$$- \phi 100 / \phi 70 \rightarrow \varphi = 2,0$$

$$- \phi 125 / \phi 70 \rightarrow \varphi = 1,4$$

A mellékelt kiválasztási nomogram alapján a szükséges dugattyúrúd átmérő közvetlenül adódik.

Megjegyzés: a nyomásterhelés alapján történő kiválasztással ($p_{\max} = 160 \text{ bar}$) $\phi 80 / \phi 56$ méret adódott volna, de $\phi 56 < \phi 70$.



182. ábra

- **H2 jelű munkahenger:** a terhelési jelleggörbe negatív szakasza miatt kifolyóági sebességvezérlést kell alkalmazni. A dugattyú / dugattyúrúd-együttes statikus erőegyensúlyi egyenletéből - súrlódási veszteségektől egyelőre eltekintve - felírható a következő függvénykapcsolat:

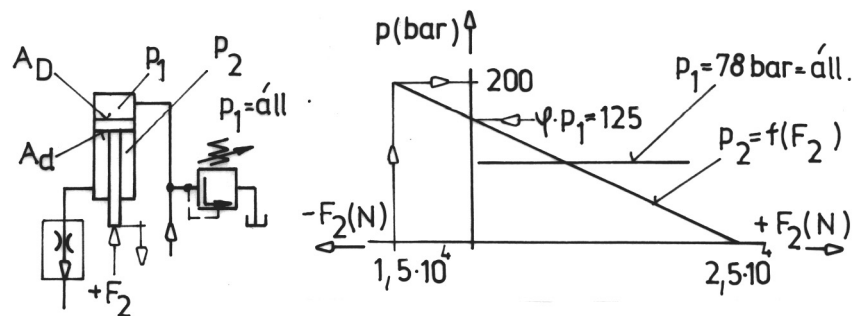
$$p_2 = \varphi \cdot p_1 - \frac{F_2}{A_d} = f(F_2; p_1 = \text{áll})$$

Ennek jellegzetes pontjait léptékhelyesen ábrázolva, $\varphi = 1,6$ -es felületviszonyt felvéve, a p_1 nyomásra 78 [bar] adódik (183. ábra).

A fentiek figyelembe vételével a szükséges dugattyúfelület:

$$A_D = \frac{F_{2\max}^{(+)}}{\eta_m \left(p_1 - \frac{1}{\varphi} p_2 \right)} = \frac{2,5 \cdot 10^4}{0,9 \left(78 - \frac{1}{1,6} \cdot 10 \right) \cdot 10^5} = 3,87 \cdot 10^{-3} [\text{m}^2]$$

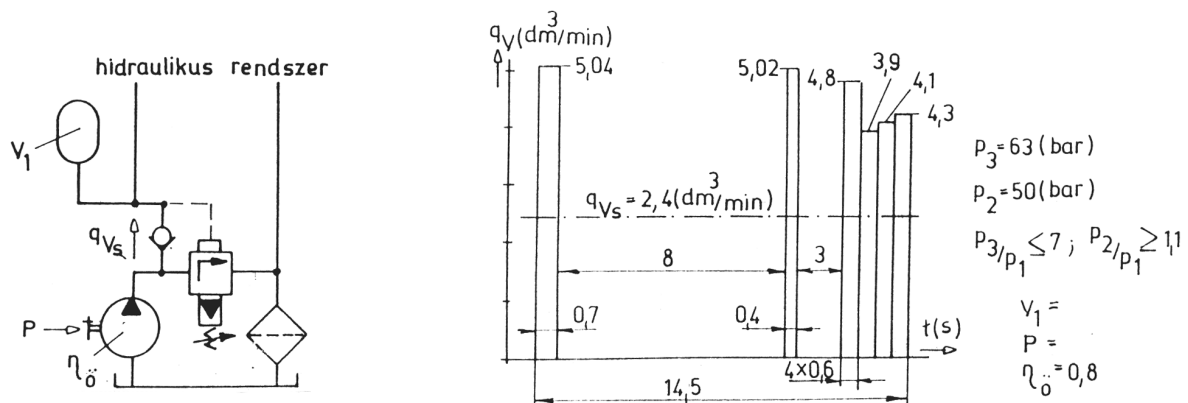
A hozzátartozó átmérő: $D = 70,2$ [mm]
 A választott munkahenger: $\phi 80 / \phi 56 - 1000$.



183. ábra

12.2 Feladat.

Az ábrán szereplő adatok felhasználásával határozza meg a szükséges hidroakkumulátor ösztérfogatot (V_1) és a szivattyú hajtásához szükséges teljesítményt (P).



184. ábra

A hidroakkumulátor által biztosítandó térfogat a rendszer térfogatáram-idő diagramja alapján:

$$\Delta V = \sum (q_v - q_{vs}) t = \frac{1}{60} [(5,04 - 2,4) \cdot 0,7 + (5,02 - 2,4) \cdot 0,4 + (4,8 - 2,4) \cdot 0,6 + (3,9 - 2,4) \cdot 0,6 + (4,1 - 2,4) \cdot 0,6 + (4,3 - 2,4) \cdot 0,6] = 0,12 \text{ [dm}^3\text{]}$$

A ciklusidő miatt az állapotváltozás adiabatikus, tehát:

$$V_1 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = \frac{0,12}{\left(\frac{45}{50}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{45}{63}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = 0,845 \text{ [dm}^3\text{]}$$

- ahol a gázeltöltési nyomás:

$$p_1 \geq \frac{p_3}{7} = \frac{63}{7} = 9 \text{ [bar]} \quad , \quad \text{ill.} \quad p_1 \leq \frac{p_2}{1,1} = \frac{50}{1,1} = 45 \text{ [bar]}$$

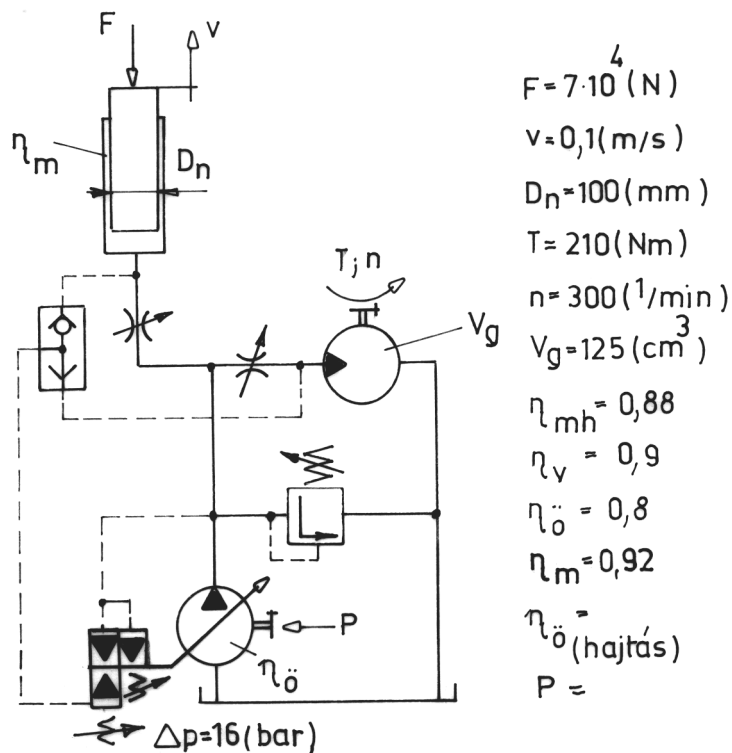
A választott hidroakkumulátor: $V_1 = 1 \text{ dm}^3$

A szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény pedig:

$$P = \frac{1}{\eta_{\delta}} \cdot q_{Vs} \cdot p_3 = \frac{1}{0,8} \cdot 4 \cdot 10^{-5} \cdot 63 \cdot 10^5 = 315 \text{ (W)}$$

12.3 Feladat

Határozza meg az ábrán szereplő terhelésérzékeny (LS) vezérlésű rendszer hajtási teljesítmény igényét, ill. a hajtás összhatásfokát.



185.ábra

A teljesítményigény:

$$P = \frac{1}{\eta_{\delta}} \cdot \Sigma q_v \cdot p$$

A térfogatáramok:

- a bűvárdugattyús munkahengernél:

$$q_{V1} = A_D \cdot v = 78,5 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-1} = 78,5 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3/\text{s}]$$

- a hidromotornál:

$$q_{V2} = \frac{1}{\eta_v} \cdot V_g \cdot n = \frac{1}{0,9} \cdot 125 \cdot 10^{-6} \cdot 5 = 69,44 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3/\text{s}]$$

A mechanikai terhelésekhez tartozó nyomások:

- a bűvárdugattyús munkahengernél:

$$p_1 = \frac{F}{\eta_m \cdot A_D} = \frac{7 \cdot 10^4}{0,92 \cdot 78,5 \cdot 10^{-4}} = 96,9 \cdot 10^5 [\text{Pa}] = 96,9 [\text{bar}]$$

- a hidromotornál:

$$p_2 = \frac{2\pi \cdot T}{\eta_{mh} \cdot V_g} = \frac{2\pi \cdot 210}{0,88 \cdot 125 \cdot 10^{-6}} = 119,9 \cdot 10^5 [\text{Pa}] = 119,9 [\text{bar}]$$

Tehát:

$$\Sigma q_V = q_{V1} + q_{V2} = 78,5 \cdot 10^{-5} + 69,44 \cdot 10^{-5} = 147,94 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3/\text{s}]$$

ill.

$$p = p_2 + \Delta p = 119,9 + 16 = 135,9 [\text{bar}] = 135,9 \cdot 10^5 [\text{Pa}]$$

A teljesítmény pedig:

$$P = \frac{1}{\eta_{\delta}} \cdot \Sigma q_V \cdot p = \frac{1}{0,8} \cdot 147,94 \cdot 10^{-5} \cdot 135,9 \cdot 10^5 = 25149,8 (\text{W})$$

A hajtás összhatásfoka:

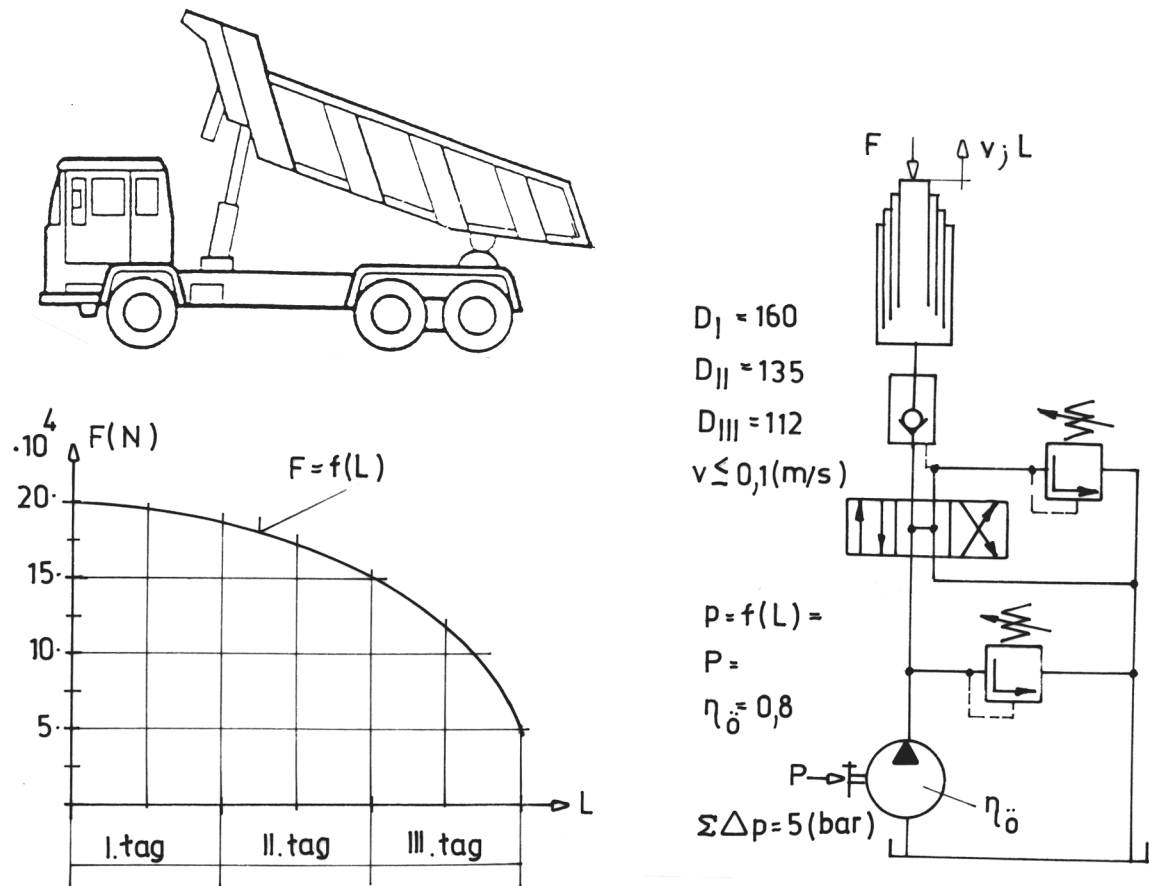
$$\eta_{\delta(\text{hajtás})} = \frac{\Sigma P_{ki}}{P} = \frac{13594}{25149,8} = 0,5405 \rightarrow 54,1 (\%)$$

ahol

$$\Sigma P_{ki} = P_{ki1} + P_{ki2} = F \cdot v + T \cdot 2\pi \cdot n = 7 \cdot 10^4 \cdot 10^{-1} + 210 \cdot 2\pi \cdot 5 = 13594 (\text{W})$$

12.4 Feladat.

Határozza meg az ábrán szereplő billenőplatós felépítménynél a teleszkópos munkahengerben a statikus nyomásváltozás / löket függvénykapcsolatot és a szivattyú hajtásához szükséges teljesítményt.



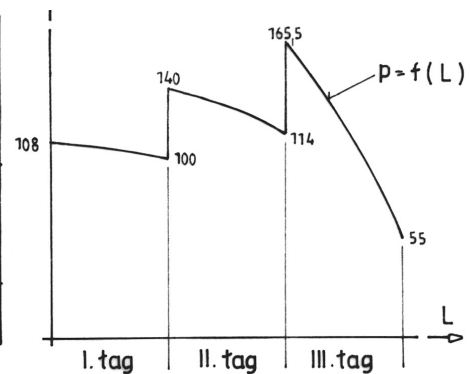
185.ábra

A számítási összefüggés:

$$p = \frac{F}{\eta_m \cdot A_D} \quad \text{ahol } \eta_m = 0,92$$

A számítási eredményeket táblázatosan összefoglalva:

	$F \text{ (N)}$ $20 \cdot 10^4 \quad \quad 18,5 \cdot 10^4 \quad \quad 15 \cdot 10^4 \quad \quad 5 \cdot 10^4$			
	$P \text{ (bar)}$			
$A_{D_I} = 2,01 \cdot 10^{-2} \text{ (m}^2\text{)}$	108	100		
$A_{D_{II}} = 1,43 \cdot 10^{-2} \text{ (m}^2\text{)}$		140	114	
$A_{D_{III}} = 9,85 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$			165,5	55



187.ábra

A teljesítmény igény:

$$P = \frac{1}{\eta_{\text{ö}}} \cdot q_V \cdot p = \frac{1}{0,8} \cdot 9,85 \cdot 10^{-4} \cdot 170,5 \cdot 10^5 = 20992,8 \text{ (W)} \sim 21 \text{ (kW)}$$

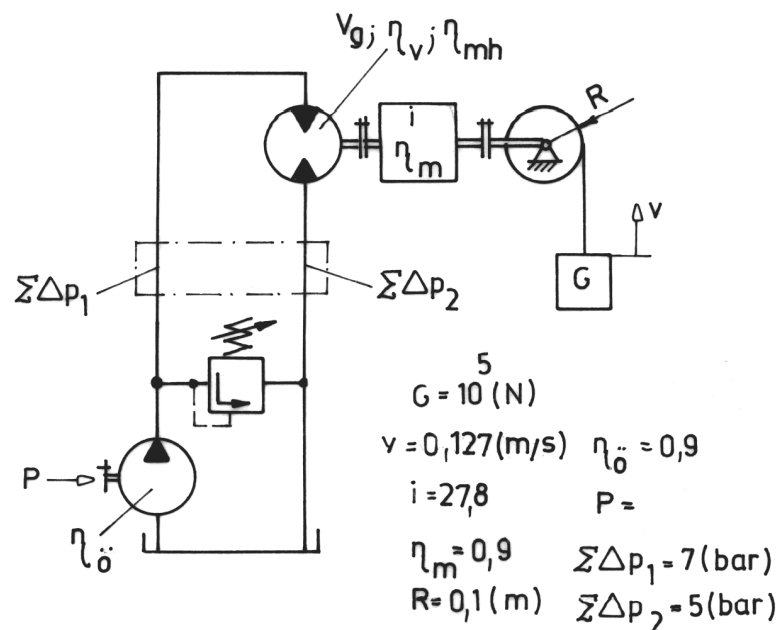
ahol

$$q_V = A_{\text{DIII}} \cdot v = 9,85 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-1} = 9,85 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$$p = p_{\text{max}} + \Sigma\Delta p = 165,5 + 5 = 170,5 \text{ [bar]}$$

12.5 Feladat

A megadott adatok ismeretében határozza meg a hidromotor ($V_g = 201,4 \text{ cm}^3$) munkapontját és a szivattyú hajtásához szükséges teljesítményt.



188.ábra

A hidromotor munkapontjához meg kell határozni annak a nyomatékát és a fordulatszámát, melynek lépései rendre a következők:

- a teher nyomatéka:

$$T_t = G \cdot R = 10^5 \cdot 10^{-1} = 10^4 \text{ [Nm]}$$

- a hidromotort terhelő (leadandó) nyomaték pedig:

$$T = \frac{1}{\eta_m \cdot i} \cdot T_t = \frac{1}{0,9 \cdot 27,8} \cdot 10^4 = 399,7 \text{ [Nm]}$$

- a dob fordulatszáma:

$$n_d = \frac{v}{2R\pi} = \frac{0,127}{2 \cdot 0,1 \cdot \pi} = 0,203 \text{ [1/s]}$$

- a hidromotor fordulatszáma pedig:

$$n = i \cdot n_d = 27,8 \cdot 0,203 = 5,65 \text{ [1/s]}$$

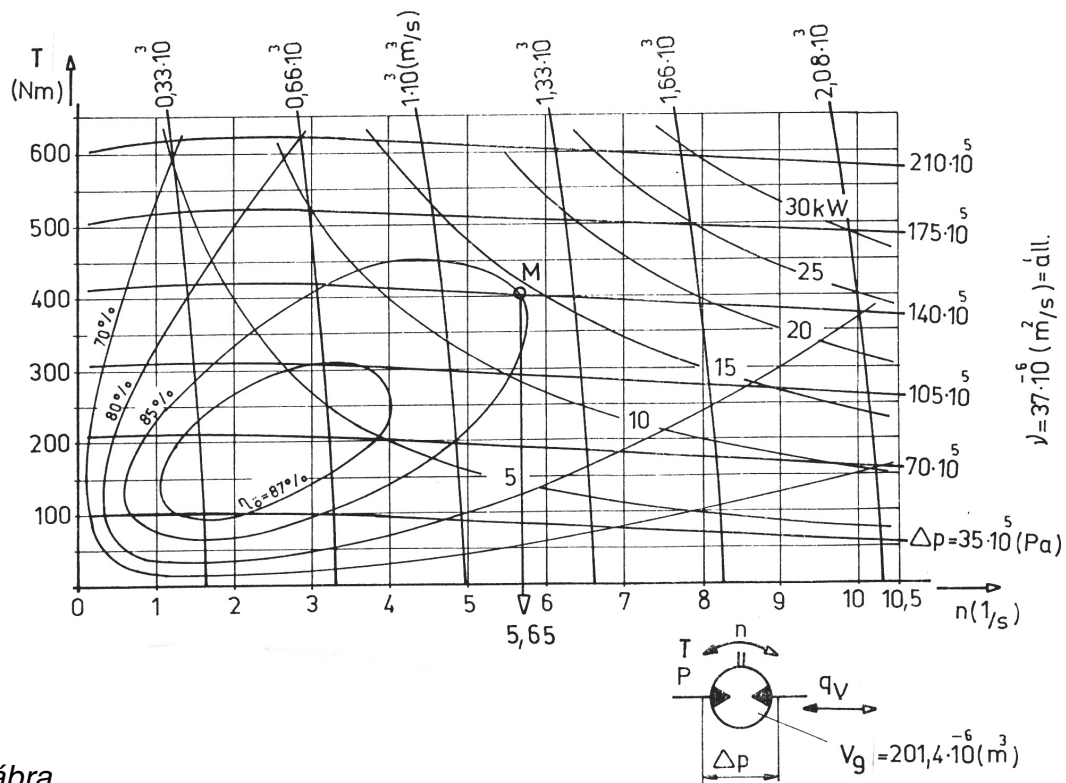
A munkapontbeli (M) adatok a kagylódiagram alapján (189. ábra):

$$T = 400 \text{ [Nm]}$$

$$n = 5,65 \text{ [1/s]}$$

$$\Delta p = 140 \text{ [bar]}$$

$$\eta_o = 0,85$$



189.ábra

A szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény:

$$P = \frac{1}{\eta_o} \cdot q_v \cdot p$$

ahol

$$p = \Delta p + \Sigma \Delta p_1 + \Sigma \Delta p_2 = 140 + 7 + 5 = 152 \text{ [bar]}$$

$$q_v = \frac{1}{\eta_v} \cdot V_g \cdot n$$

Az ismeretlen volumetrikus hatásfok az összzhatásfokból határozható meg:

$$\eta_v = \frac{\eta_{mh}}{\eta_{\delta}}$$

ahol,

$$\eta_{mh} = \frac{2\pi \cdot T}{V_g \cdot \Delta p} = \frac{2\pi \cdot 400}{201,4 \cdot 10^{-6} \cdot 140 \cdot 10^5} = 0,891$$

Tehát:

$$\eta_v = \frac{0,85}{0,891} = 0,954$$

Ennek megfelelően a térfogatáram:

$$q_v = \frac{1}{0,954} \cdot 201,4 \cdot 10^{-6} \cdot 5,65 = 1,193 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

A bevezetett teljesítmény pedig:

$$P = \frac{1}{0,9} \cdot 1,193 \cdot 10^{-3} \cdot 152 \cdot 10^5 = 20,148 \cdot 10^3 \text{ [W]}$$

A hajtás összzhatásfoka:

$$\eta_{\delta} = \frac{P_{ki}}{P} = \frac{G \cdot v}{P} = \frac{10^5 \cdot 0,127}{20,148 \cdot 10^3} = 0,63 \rightarrow 63 \text{ (\%)}$$