

Hidrosztatikus és pneumatikus hajtások  
előadásjegyzet  
!!! IDEIGLENES, SOK HIBÁVAL !!!

Hős Csaba      Bene József      Haraszti Péter      Gráf Mihály

2016. szeptember 26.



# Tartalomjegyzék

<b>1. Pneumatikus rendszerek</b>	<b>5</b>
1.1. Bevezetés . . . . .	5
1.2. Boole-algebra, logikai függvények . . . . .	8
1.2.1. Logikai változók pneumatikus rendszerekben . . . . .	8
1.2.2. Boole algebra alapjai, igazságtáblák egyszerűsítése . . . . .	8
1.2.3. Igazságtáblák kiolvasása . . . . .	8
1.2.4. Igazságtáblák egyszerűsítése . . . . .	9
1.3. Logikai függvények megvalósítása pneumatikus elemekkel . . . . .	11
1.4. Követődiagram megvalósítása Karnaugh-táblázat segítségével . . . . .	12
1.5. Követődiagram megvalósítása léptető regiszter segítségével . . . . .	26
1.5.1. Kiegészítő elemek . . . . .	29
1.6. Összenyomható közeg áramlása fojtáson keresztül . . . . .	31
1.6.1. Termodinamikai összefüggések . . . . .	31
1.6.2. Fojtott áramlás . . . . .	32
1.6.3. Tömegáram . . . . .	32
1.7. Gyakorló feladatok . . . . .	34
<b>2. Hidrosztatikus hajtások</b>	<b>35</b>
2.1. Bevezetés . . . . .	35
2.2. A munkafolyadék . . . . .	39
2.2.1. Anyagjellemzők . . . . .	39
2.2.2. Használt munkafolyadékok . . . . .	42
2.3. Hidrosztatikus energiaátalakítók . . . . .	45
2.3.1. Forgó energiaátalakítók (szivattyúk és motorok) . . . . .	46
2.3.2. Munkahengerek . . . . .	48
2.4. Irányítóelemek . . . . .	51
2.4.1. Bevezetés . . . . .	51
2.4.2. Nyomásirányítók . . . . .	51
2.4.3. Áramirányítók . . . . .	56
2.4.4. Útváltók . . . . .	60
2.4.5. Alkalmazások . . . . .	61
2.5. Üzemtan, egyszerű kapcsolások . . . . .	65
2.6. Hidraulikus kapcsolások . . . . .	67
2.6.1. Kúszás megakadályozása . . . . .	67
2.6.2. Biztonsági munkahenger mozgatás . . . . .	68
2.6.3. Két, eltérő nyomásigényű munkahenger működtetése . . . . .	69
2.6.4. Hidraulikus motor működtetése . . . . .	70
2.6.5. Munkahengerek szinkronizálása . . . . .	71

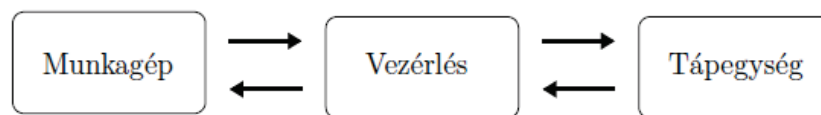


# 1. fejezet

## Pneumatikus rendszerek

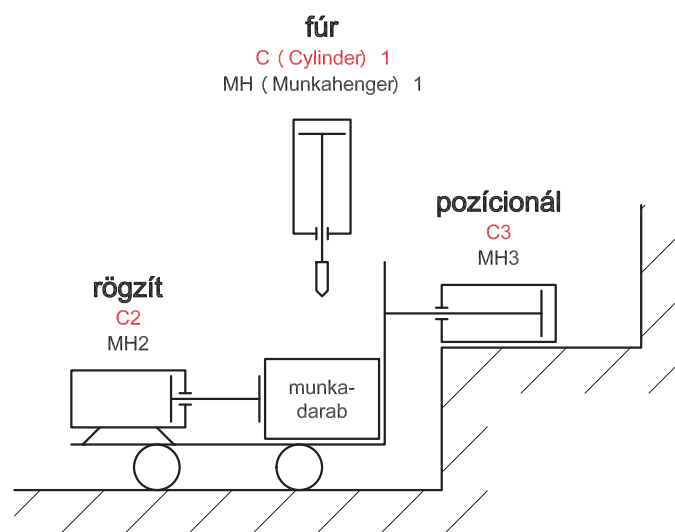
### 1.1. Bevezetés

A munkafolyamat alapját az 1.1 ábra szemlélteti. A munkagép lehet lineáris- (munkahenger), forgó- vagy lengőmotor. A vezérlés vagy pneumatikus, vagy elektronikus. Végül a tápegység magában foglalja a szivattyút (kompresszort) és a kiegészítő elemeket.



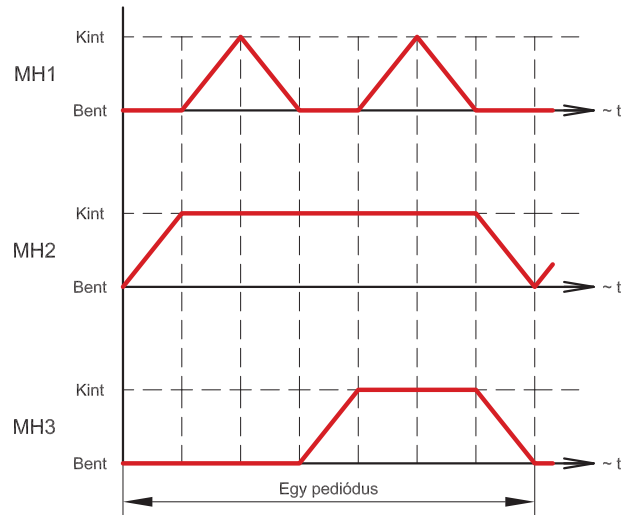
1.1. ábra. Alapvető munkafolyamat

Vegyük szemügyre az 1.2. ábrán látható egyszerű pneumatikus fúróberendezést, melynek feladat két lyuk fúrása egy munkadarabba. A munkahengerek közül a MH1 jelű egy fúrót mozgat, a MH2 jelű rögzíti a munkadarabot, míg a MH3 jelű a két lyuk között pozicionálja a munkadarabot.



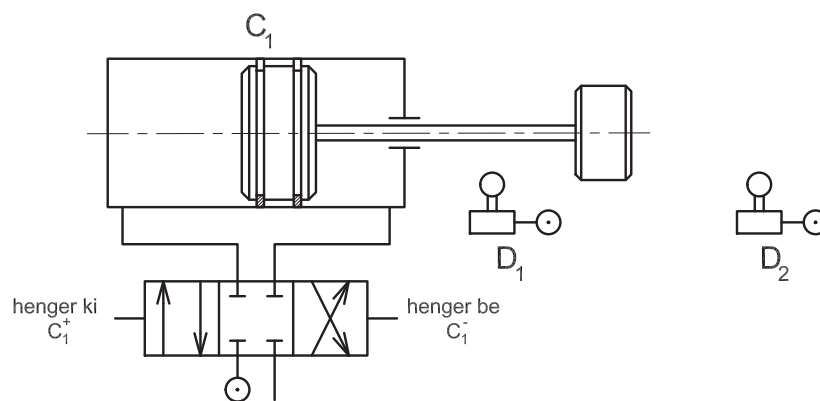
1.2. ábra. Egyszerű fúrési feladat

Rajzoljuk fel az egyes munkahengerek mozgását, ahogy azt az 1.3. ábrán láthatjuk. Ezek az ún. *követő diagramok* adják a tervezés alapját. Vegyük észre a következőket:



1.3. ábra. Követő diagram

- A vízszintes tengelyen nem a szokásos (lineáris) időt tüntettük fel, hanem a sorrendiséget. Például a MH1 munkahenger ki- és befelé mozgása azonos meredekséggel lett feltüntetve, noha nyilván a kifelé mozgás (fúrás) jóval lassabb, mint a fúrófej visszahúzása. A mozgási sebesség beállítása utólag történik.
- A munkahengerek végállástól végállásig mozognak, azaz csak arról van információnk, hogy a munkahenger a belső vagy külső állapotban van-e, de a közbenső helyzetekről nem tudunk. Általában azt tekintjük alapállapotnak, amikor minden munkahenger be van húzva.



1.4. ábra. Munkahenger beépítés

Az 1.4. ábrán egy tipikus munkahenger beépítést látunk. A munkahengert egy ún. 4/3-as (4 csatlakozó, 3 állás) bistabil szelep irányítja. E szelep jellemzője, hogy ha a bal oldali,  $C_1^+$  jelű vezérlőre küldünk jelet (ami lehet pneumatikus vagy elektronikus), a bal 'cella' aktiválódik,

és a táp (kör ponttal a közepén) a bal oldali vezetékre kötődik, míg a jobb oldali kamrából a szabadba távozik a levegő. Ha a jobb oldali  $C_1^-$  jelű vezérlőre küldünk jelet, a jobb oldali cella aktiválódik és a munkahenger befelé (balra) mozog. Ha egyik oldalra sem küldünk jelet, a szelep automatikusan a középső lezárt állásba kerül. Természetesen szigorúan tilos mindkét oldalra egyszerre küldeni jelet.

A munkahengerhez tartozik még két ún. *végálláskapcsoló* ( $D_1$  és  $D_2$ ), melyek a henger aktuális pozíciójáról adnak pneumatikus vagy elektronikus információt. Így tehát *a tervezés feladat abból áll, hogy az egyes végálláskapcsolók jelét, mint bemenő információt felhasználva olyan logikai függvényeket állítsunk elő, melyek a kívánt kimeneteket (munkahenger szelepparancsok) adják.*

Amint az látszik, olyan függvényekkel fogunk dolgozni, melyek bemenetei és kimenetei is logikai változók. Tekintsük át röviden a Boole-algebra alapjait.

## 1.2. Boole-algebra, logikai függvények

### 1.2.1. Logikai változók pneumatikus rendszerekben

TODO

### 1.2.2. Boole algebra alapjai, igazságtáblák egyszerűsítése

A Boole algebra logikai változókat tartalmazó függvényeket vizsgál. Egy  $A$  logikai változó két értéket vehet fel:

$$A = \begin{cases} 0 - hamis \\ 1 - igaz \end{cases}$$

Három alpműveletet értelmezünk: (a) *ÉS*:  $A \cdot B$ , (b) *VAGY*:  $A + B$  és *NEM*:  $\bar{A}$  (negálás). Az alábbi átalakításokat végezhetjük el:

- $0 + A = A$
- $1 + A = 1$
- $A + A = A$
- $A = A + A + A + A + \dots$
- $A + \bar{A} = 1$
- $A(B + C) = AB + AC$
- $AA = A$
- $A \cdot 1 = A$
- $A + AB = A \cdot 1 + A \cdot B = A(1 + B) = A$

*Igazságtábla:* Az igazságtáblában összefoglaljuk, hogy a bemenő logikai változóink hatására mi lesz a kimenő logikai változók értéke.

A	B	C	D	E
0	0	0	1	0
1	0	0	1	0
0	1	0	0	1
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

### 1.2.3. Igazságtáblák kiolvasása

Az igazságtáblák esetén azt a logikai függvényt kívánjuk megkonstruálni, ami a táblázatban megadott bemenet-kombinációkra a megfelelő kimeneteket adja. Ezt kétféleképpen tehetjük meg:

**ÉS típusú kiolvasás** (angolul: Sum of Product) vesszük az 1 kimenetű sorokat, a bemenetek közül a 0 értékűeket negáljuk, a bemeneteket *ÉS* kapcsolatba hozzuk, a sorokat pedig *VAGY* kapcsolatba.

**VAGY típusú kiolvasás** (angolul: Product of Sum) vesszük a 0 kimenetű sorokat, a bemeneteket *negálva* *VAGY* kapcsolatba hozzuk, a sorokat pedig *ÉS* kapcsolatba.



A	B	C
0	0	0
0	1	0
1	0	0
1	1	1

(a) ÉS igazságtábla

A	B	C
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

(b) VAGY igazságtábla

1.1. táblázat. Igazságtáblák kiolvasás

Az (a) táblázatot (ami nyilvánvalóan egy  $C = AB$  ÉS kapcsolat) olvassuk ki VAGY típusú kiolvasással:

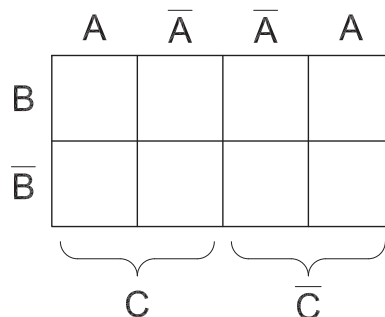
$$\begin{aligned} C &= (A + B)(A + \bar{B})(\bar{A} + B) = (A + B)(A\bar{A} + AB + \bar{A}\bar{B} + \bar{B}B) \\ &= AAB + A\bar{A}\bar{B} + BAB + B\bar{A}\bar{B} = AB. \end{aligned} \quad (1.1)$$

Most olvassuk ki a (b) táblázatot (ami egy  $C = A + B$  vagy típusú művelet) ÉS kiolvasással! (Az egyszerűsítés során kihasználjuk, hogy egy tagot akrahányszor újra felhasználhatunk.)

$$C = \bar{A}B + A\bar{B} + AB = B(\bar{A} + A) + A(\bar{B} + B) = A + B. \quad (1.2)$$

#### 1.2.4. Igazságtáblák egyszerűsítése

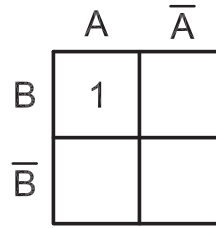
Mint az látható, az egyszerűsítések során különösen nagy jelentősége van a  $A + \bar{A} = 1$  típusú átalakítások felismerésének. Az ún. *Veitch-tábla* segítségével a logikai kifejezések ilyen típusú azonosságai könnyen felismerhetők. A táblázat készítésekor rajzoljunk meg két cellát egymás mellé mondjuk vízszintesen. Az egyik cella az  $A$  értéket, a másik a  $\bar{A}$  (ejtsd: "nem A") értéket jelöli. A következő logikai változó, legyen mondjuk  $B$  értékeinek jelöléséhez bővítenünk kell a táblázatot. A bővítés során (a táblázat méretétől függetlenül) *tükrözzük* a már meglévő cellákat vízszintesen vagy függőlegesen, ld. 1.5. ábra. Az új táblázat eredeti része legyen pl.  $B$ , az új, tükrözött része pedig  $\bar{B}$ . A tükrözést akrahányszor megismételhetjük. A táblázat elkészülte után az igaz (1-es) értékeket jelöljük és alkalmazzuk az *ÉS* típusú kiolvasást. Vegyük észre, hogy a szabályok betartása esetén az egymás melletti (ill. alatti) cellák között csak egyetlen változó értéke változik, így ha egymás mellett két 1-est látunk, azok rögtön összevonhatók és egyszerűsíthetők.



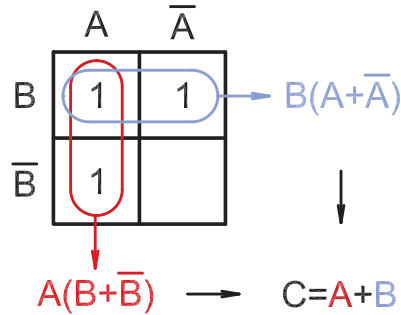
1.5. ábra. Oldalra is tükrözhetünk

Példaként tekintsük az alábbi egyszerű példákat:

A	B	C
0	0	0
0	1	0
1	0	0
1	1	1



A	B	C
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

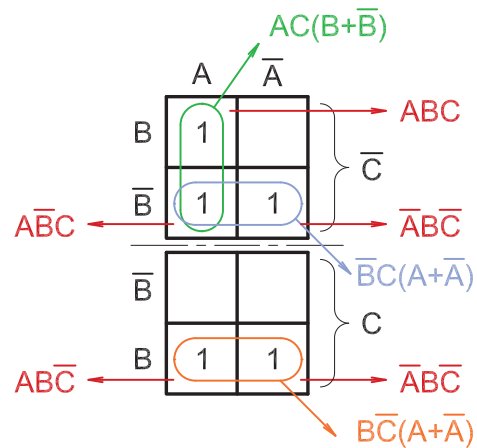


Amint az az igazságtáblából látszik, a logikai *vagy* függvényről van szó. A táblázatot kiolvastva kapjuk, hogy

$$C = \bar{A}B + A\bar{B} + AB = A(B + \bar{B}) + B(A + \bar{A}) = A + B. \quad (1.3)$$

Most tekintsük az alábbi, kicsit bonyolultabb igazságtáblát:

A	B	C	D
0	0	0	0
0	0	1	1
0	1	0	1
0	1	1	0
1	0	0	0
1	0	1	1
1	1	0	1
1	1	1	1

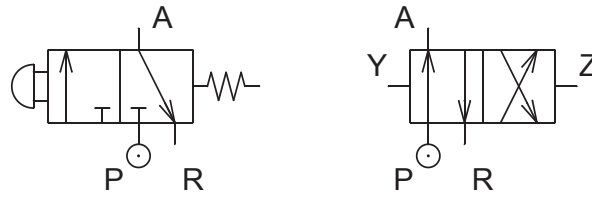


A táblázatot kiolvastva kapjuk az egyszerűsített logikai függvényt:

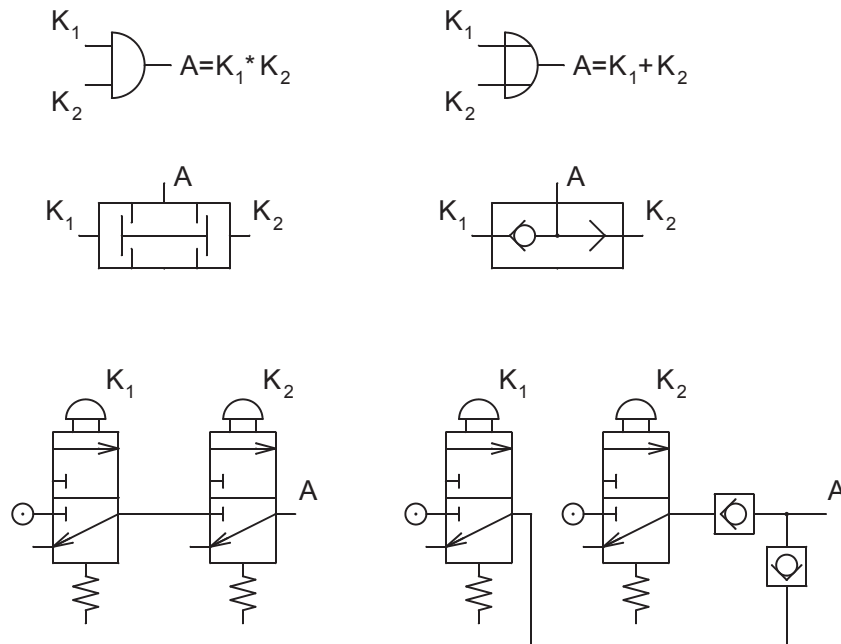
$$D = ABC + \bar{A}BC + \bar{A}\bar{B}C + AB\bar{C} + \bar{A}B\bar{C} = AC + \bar{B}C + B\bar{C}. \quad (1.4)$$

Mi értelme van tehát az egyszerűsítésnek? A fenti kapcsolat direkt kiolvasással kapott egyenletei alapján 10 db. *ÉS* és 4 db. *VAGY* szelepre lenne szükségünk, míg az egyszerűsítés után csupán 3 ill. 2 darabra. Ez jelentősen egyszerűsíti a rendszert, és a költségekre is jó hatással van.

Pneumatikus kapcsolások tervezésekor az ún. Karnaugh táblázatos módszer esetén (ld. később) egy olyan speciális Veitch táblázatot használunk, ahol a bemenetek a végálláskapcsolópárok lesznek - pl.  $A = D_1$  és  $B = D_2$  - és kihasználjuk azt, hogy  $\bar{D}_1 = D_2$  ill.  $\bar{D}_2 = D_1$  (azaz ha a henger a  $D_1$ -et működteti, akkor *nem* működtetheti  $D_2$ -t.)



1.6. ábra. Bal oldal: 3/2-es monostabil szelep. Jobb oldal: 4/2 bistabil (memória)szelep.



1.7. ábra. Bal oldal: logikai ÉS szelep. Jobb oldal: logikai VAGY szelep.

### 1.3. Logikai függvények megvalósítása pneumatikus elemekkel

Most tekintsük át, hogy az eddig tárgyalt logikai utasításokat milyen pneumatikus elemekkel tudjuk megvalósítani. Az 1.6. ábra bal oldalán egy *3/2-es monostabil* szelep látható, melynek 3 csatlakozása van és 2 lehetséges állása (*3/2-es*), valamint, mivel az egyik oldalról rugó működteti, a rugóoldali állás az alaphelyzet (azaz, ha a bal oldali működtető jelet elveszjük, visszaáll alaphelyzetbe). Ugyanazon ábra jobb oldalán egy *4/2-es bistabil* szelepet látunk, melyet mindkét oldalról tudunk működtetni és nincsen kitüntetett alaphelyzete.

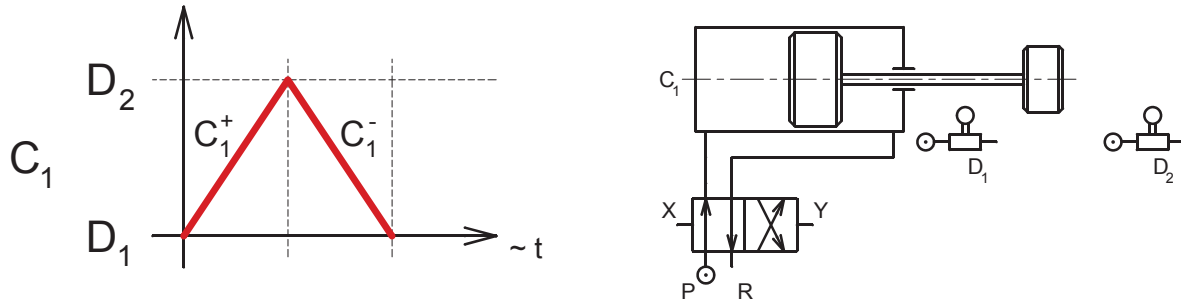
Egy *3/2-es monostabil* szelep segítségével megvalósíthatjuk az alapvető logikai utasításokat, amint az az 1.7. ábrán is látható. Vegyük észre, hogy a *VAGY* szelep megvalósításához be kell építenünk két visszacsapószelepet is.

Végül vegyük szemügyre a ?? ábrán látható memóriaszelepet! Az esetben *bistabil* szelepet alkalmazunk, így az  $Y$  parancs a memória beírása lesz (ha  $Y=1$ ,  $A=1$ ), a  $Z$  pedig a törlés (ha  $Z=1$ ,  $A=0$ ). A két parancsot tilos egyszerre kiadni, azaz  $ZY = 0$ . A kimenő jel tehát akkor 1, ha beírtuk vagy az előző beírt értéket nem töröltük. Jelölje az előző értéket  $A_r$ , ekkor a működési egyenlet:

$$A = Y + A_r \bar{Z}. \quad (1.5)$$

## 1.4. Követődiagram megvalósítása Karnaugh-táblázat segítségével

A Karnaugh-táblázat használatával a logikai függvények kezelésének egy jól átlátható kezelési módját ismerjük meg. A Karnaugh-tábla azonban nem használható univerzálisan minden logikai feladatra, a Veitch-táblával ellentétben. Tekintsünk egy egyszerű példát.



1.8. ábra. Egyhengeres példa

A rendszer elemeinek összekapcsolása gyakorlatilag a logikai függvény. A végálláskapcsolók jelei (pl.:  $D_1$ ) a logikai függvény bemenetének feleltethetők meg. A logikai függvény kimenetei pedig a munkahenger mozgatóparancsok (pl.:  $C_1^+$ ). Ennél a feladatnál ránézésre is megállapítható az elvárt működéshez szükséges kapcsolás. Az ütemdiagramból látható, hogy az első ütem elején a  $C_1^+$  utasítást kell kiadnunk. Ezt az utasítást a  $D_1$  végálláskapcsoló aktív állása váltja ki. Tehát a  $D_1$  végálláskapcsoló kimenetét a munkahenger vezérlőszelepének  $C_1^+$  bemenetére kötjük. Ekkor elindul kifelé a munkahenger, majd eléri a másik végállapotát, és ekkor megnyomja a  $D_2$  végálláskapcsolót. A következő ütemben vissza szeretnénk húzni a munkahengert, tehát a  $D_2$  végálláskapcsoló kimenetét a munkahenger vezérlőszelep  $C_1^-$  bemenetére kell kötnünk. A munkahenger visszahúzódik, és az ütem végén megnyomja a  $D_1$  végálláskapcsolót, így visszajutunk a kiindulási állapotba, és kezdődik a következő ciklus.

$$C_1^+ = D_1 \cdot \overline{D_2} = D_1$$

$$C_1^- = \overline{D_1} \cdot D_2 = D_2$$

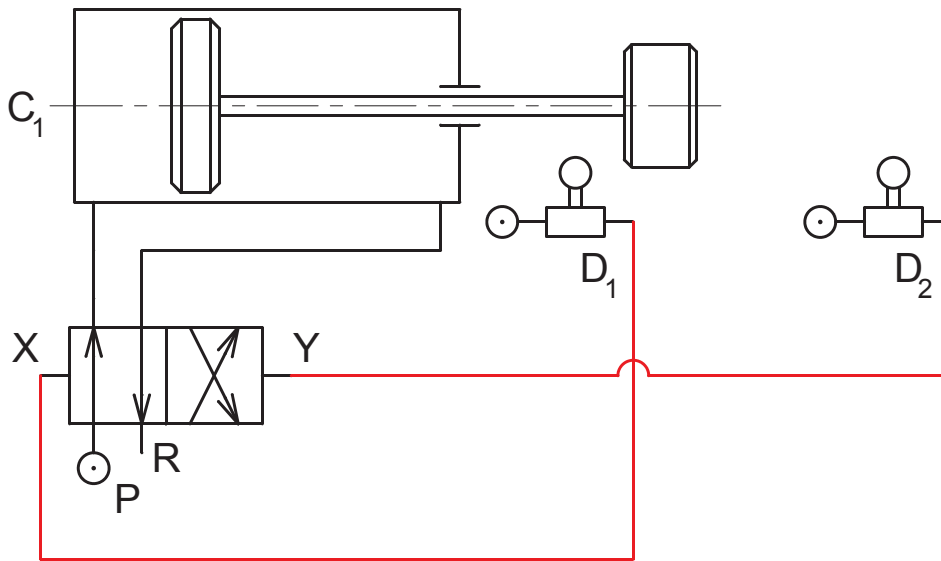
A  $D_1 \cdot \overline{D_2}$  kifejezést azért egyszerűsíthetjük  $D_1$ -re, mert a jelen esetben a  $D_1 = \overline{D_2}$ , a két végálláskapcsoló nem lehet egyszerre aktív, fizikailag nem tudja a munkahenger egyszerre megnyomni mind a két végálláskapcsolót.

Ugyanez igazságtáblában ábrázolva:

$D_1$	$D_2$	$C_1^+$	$C_1^-$
0	0	x	x
0	1	0	1
1	0	1	0
1	1	x	x

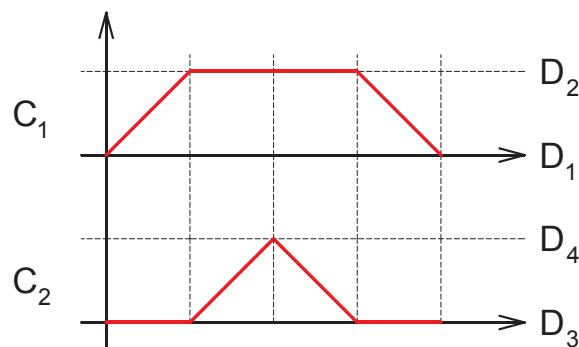
Az utolsó sort azért hagyjuk figyelmen kívül, mert egyszerre a két végálláskapcsoló nem lehet megnyomva, nem létezik ilyen állapot. Az első sor létező állapot, amikor a munkahenger a két végálláskapcsoló között van. Ezzel az esettel azonban nem foglalkozunk, mert mindig végállapottól végállapotig vezérlünk.

A megoldás:



1.9. ábra. Első példa feladat megoldása

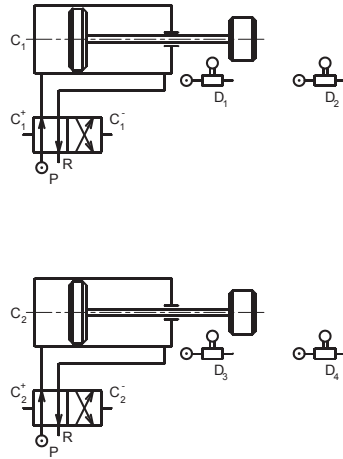
Lássunk egy bonyolultabb példát, a következő követődiagrammhoz tartozó kapcsolást kell felépítenünk:



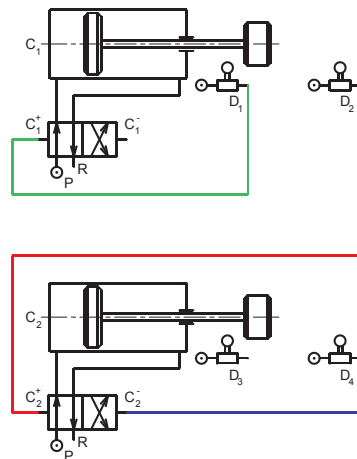
1.10. ábra. Feladat két munkahengerrel

### Intuitív módszer

A feladatot az 1.11 ábrán látható helyzetből kezdjük megoldani. Az ábrán a két munkahenger és a hozzájuk tartozó munkahenger-vezérlőszelepeket, valamint végálláskapcsolókat láthatjuk. Az előző példához hasonlóan kezdjük el logikusan, lépésről-lépésre felépíteni a rendszert. Hasonlóan az előző példához, a  $C_1$  hengert szeretnénk kiküldeni először, tehát itt is a  $D_1$  kimenetét kell a  $C_1^+$  parancshoz kötni. Amikor a  $C_1$  henger teljesen kitolódik, aktiválja a  $D_2$  végálláskapcsolót. A következő ütem a  $C_2$  henger elindítása, tehát a  $D_2$  végálláskapcsoló kimenetét a  $C_2^+$  bemenethez kell kötni. Ezzel elindítottuk a  $C_2$  hengert kifelé. Amikor eléri a

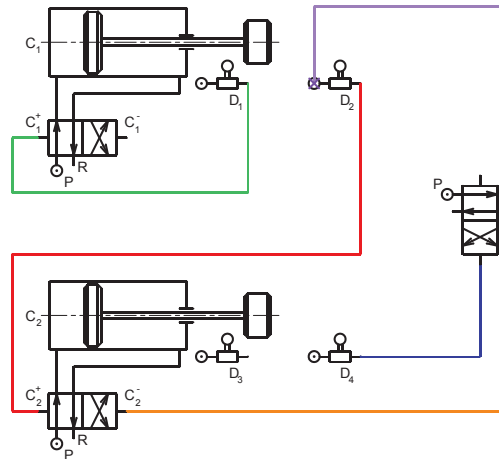


1.11. ábra. Kiinduló állapot

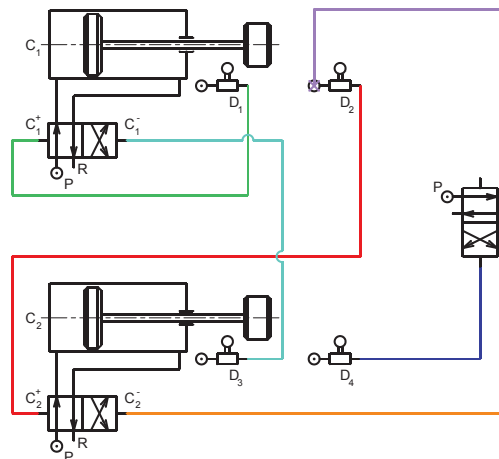


1.12. ábra

végző állapotát a munkahenger, aktiválja  $D_4$  végálláskapcsolót. A következő ütemben a  $C_2$  hengert vissza kell húznunk. Logikusnak tűnik, hogy (az előzőek alapján) a  $D_4$ -et a  $C_2^-$  parancsra kössük. Azonban ha visszaemlékezünk, a  $C_2^+$  parancsot a  $D_2$  aktiválta, ami még mindig aktív. Tehát ha bekötnénk  $D_4$ -es parancsot a munkahenger vezérlőszelepre ( $C_2^-$ ), akkor annak a két ellenkező parancsára egyszerre jutna parancs. Ezt nem engedhetjük meg a rendszerben, tehát valamilyen megoldást kell találni. A megoldás az lenne, ha valamilyen módon a  $D_2$  jelét megszakítanánk, amikor  $D_4$  aktiválódik. Ezt legegyszerűbben úgy tehetjük meg, ha megszakítjuk a a  $D_2$  tápját. Tehát a  $D_2$  tápjához be kell építenünk egy szelepet. Ez egy memóriaszelep lesz, ami megegyezik a munkahenger-vezérlőszeleppel, de itt más szerepben alkalmazzuk. A memóriaszelepet alaphelyzetben ábrázoljuk. A ciklus elején  $D_2$ -nek kell kapnia tápot, tehát a  $D_2$  tápját a memóriaszelep azon kimenetéhez kötjük, amely alaphelyzetben kap tápot. A  $D_4$  végálláskapcsolót a memóriaszeleppnek arra működtető bemenetére kötjük, amely az alaphelyzetből a másikba billenti a szelepet. Ezzel azonban még nem adtuk ki a  $C_2^-$  parancsot. Az továbbra is érvényes, hogy a  $D_4$  végálláskapcsoló kimenetét kellene a  $C_2^-$  parancsra kötni. Azonban ha közvetlenül a  $D_4$  kimenetéről vennénk le a jelet az nem volna jó, mert a  $D_4$  végálláskapcsoló csak egy pillanatra van megnyomva a ciklusban. Ha egy ilyen impulzusszerű jelet elosztjuk,



1.13. ábra

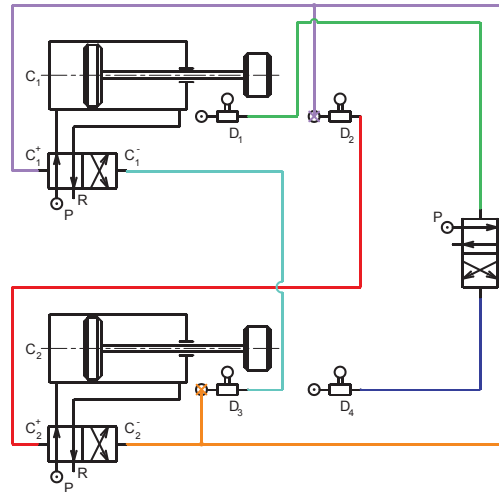


1.14. ábra

az instabil működéshez vezethet. A nyomásfelépülésnek egy vezetékben időre van szükség, ha azonban elosztjuk két vezetékre a nyomásjelet, akkor nem biztosítható, hogy két vezeték egyszerre töltődjön fel. Lehetséges, hogy működni fog a rendszer, de nem biztosítható a stabil működés, ezért kerüljük ezt a megoldást. A memóriaszelep kimenetét (amit a  $D_2$  tápjára is kötöttünk) azonban gond nélkül megoszthatjuk. Tehát a  $D_{4M}$  jelet osztjuk kétfelé, az egyiket a már említett  $D_2$  tápjára kötjük, a másikat pedig a munkahenger vezérlőszelep  $C_2^-$  bemenetére kötjük.

Ezzel tehát megoldottuk, hogy  $C_2$  hengert vezérlő szelepnek nem lesz egyszerre mindkét bemenetén nyomás. Tehát ott tartunk, hogy átbillentettük a memóriaszelepet, és a  $C_2$  hengert elindítottuk visszafelé.

A  $C_2$  munkahenger eléri a teljesen behúzott állapotát, és aktiválja a  $D_3$  végálláskapcsolót. A következő ütemben a  $C_1$  munkahengert vissza kell húzni, tehát a  $D_3$  végálláskapcsoló kimenetét a munkahenger vezérlőszelep  $C_1^-$  bemenetéhez kötjük. Ezután a  $C_1$  visszaér az alaphelyzetébe. Ekkor aktiválódik a  $D_1$  végálláskapcsoló, és erre a parancsra el kell indítani a  $C_1$  hengert kifelé. Tehát kössük a  $D_3$  kapcsolót a  $C_1^+$  bemenetre. Amikor  $C_1$  elért a végállapotába megnyomja a  $D_1$  végálláskapcsolót. Ennek a jelnek kellene elindítania a  $C_1$  hengert kifelé mozgását. Azon-



1.15. ábra

ban ismét fennáll az előzőekben már taglalt állapot, vagyis a  $C_1$  munkahengert vezérlő szelep mindkét bemenetére egyszerre kerülne nyomás, mert a  $D_1$  és  $D_3$  is egyszerre aktív. Tehát ismét alkalmaznunk kell a már megismert módszert, szakítsuk meg a korábban aktiválódó végálláskapcsoló tápját. Tehát a  $D_3$  tápját meg kell szakítanunk, még hozzá úgy, hogy azt  $D_1$  szakítsa meg. Így nem lesz két ellentétes hatást kifejtő jel. A már meglévő memóriaszelepet is tudjuk alkalmazni. A memóriaszelep két működtető jele közül még csak az egyiket használjuk ( $D_4$ ). Tehát a másik működtető jelnek beköthetjük a  $D_1$ -et. A  $D_2$ -es végálláskapcsoló tápját kell megszakítani, így ennek a tápját a memóriaszelepnek azon kimenetére kell kötni, amely *nem* aktív a memóriaszelep alaphelyzetében, tehát  $D_{4M}$ -hez. Ez az előzőekben megoldott problémát sem idézi fel ismét. Ott a  $D_2$  és  $D_4$  egy időben való aktivitása okozta a problémát, de ez a ciklus végén már nem okoz problémát, mert egyik végálláskapcsoló sem aktív akkor, tehát nem okoz gondot a memóriaszelep törlése.

Látható, hogy már egy ilyen viszonylag egyszerű rendszer felépítése is igen nehézkes intuitív módszerrel. Bonyolultabb feladatnál (pl.: több munkahenger, több ütem ciklusonként, komplikált ütemdiagram) még problémásabb a megoldás, és egyre több a hibalehetőség. Pontosan ezért használjuk inkább a Karnaugh-táblázatot.

### Karnaugh-táblás módszer

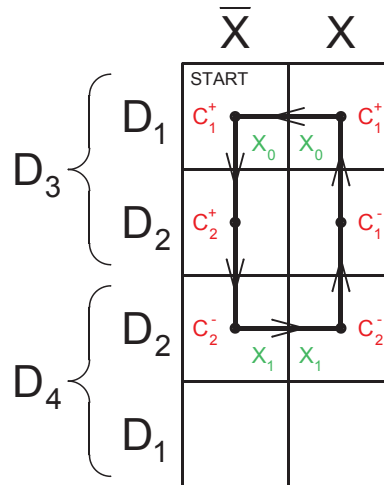
Mivel tudjuk, hogy van két azonos végálláskapcsoló helyzet, ami után eltérő ütem következik, ezért biztosan fog kelleni egy memóriaszelep is. A memóriaszelepet  $X$ -el jelöljük, az írási művelet  $X_1$ , a memória törlése pedig  $X_0$ . A memóriaszelep állapotát az oszlopokban tüntetjük fel.

A ciklus kezdetén a  $D_1$  és  $D_3$  végálláskapcsolók aktívak, tehát a bal felső "START"-al jelölt mezőből indulunk. Ebben a végálláskapcsoló állásban a  $C_1^+$  parancsot adjuk ki, tehát ezt írjuk ebbe a mezőbe. A következő ütemben  $D_2$  és  $D_3$  lesz aktív, tehát a bal oldali oszlop második cellájába ugrunk, ezt jelöljük egy nyíllal. Amikor a végálláskapcsolók ebbe az állapotba kerülnek, akkor a következő ütemben  $C_2^+$  parancsot adunk ki. Tehát ezt írjuk a második mezőbe.

Miután kiküldtük a  $C_2$  hengert, a  $D_4$  és  $D_2$  végálláskapcsolók lesznek aktívak. Az ennek megfelelő mező a bal oszlop harmadik cellája, tehát ide húzzuk a következő nyilat. A következő parancs  $C_2^-$ , tehát ezt írjuk a harmadik cellába. Amikor végrehajtásra került a  $C_2$  henger behúzása, ismét a  $D_2$  és  $D_3$  végálláskapcsolók lesznek aktívak. Az ennek megfelelő mező a bal oszlop második mezője lenne, de azt már használtuk. Itt látszik, hogy az ütemdiagramban van két olyan helyzet, amikor a végálláskapcsolók ugyanabban az állapotban vannak, de utána más parancsot kell kiadnunk.

Ezt a két állapotot meg kell különböztetnünk. Ezzel a módszerrel az ilyen helyzeteket





1.16. ábra. A Karnaugh-tábla felépítése

könnyen felismerhetjük. Ilyenkor memóriaszelepet használunk, beírjuk az értékét. Tehát  $X_1$  parancsot írunk a bal oszlop harmadik mezőjébe. A memóriaszelep átbillenése nagyon kevés időt vesz igénybe ( $\ll 1$  s), ellentétben a hengermozgással. Tehát mikor megváltoztatjuk a memóriaszelep állapotát (írjuk vagy töröljük), akkor az szinte azonnal végrehajtásra kerül. Egyszerre adjuk ki a  $X_1$  és  $C_2^-$  parancsokat, azonban a munkahenger mozgása lényegesen több időt vesz igénybe. Ezért gyakorlatilag előbb a jobb mező harmadik cellájába kerülünk, majd mikor a munkahenger mozgása befejeződött, akkor jutunk a jobb oszlop második cellájába. A bal oszlop harmadik mezőjéből a parancsokat átmásoljuk a jobb oszlop harmadik cellájába, mert a két egymás melletti állapot csak kis időbeli eltéréssel valósul meg.

Tehát a jobb oszlop második mezőjéig jutottunk, ahol  $D_2$  és  $D_3$  végálláskapcsolók aktívak. Ebben az állapotban a  $C_1^-$  parancsot adjuk ki. Ezzel a jobb oszlop legfelső mezőjébe kerülünk, tehát  $D_1$  és  $D_3$  lesz aktív. Itt észrevehetjük, hogy még nem értünk vissza a kiindulási mezőbe, tehát még nem ciklikus a működés. látható, hogy a két felső mező között csak a memóriaszelep állapota a különbség.

Tehát amikor  $D_1D_3X$  mezőbe érünk, törölnünk kell a memóriaszelepet, azaz  $X_0$  parancsot adunk ki. Ezzel átbillen a memóriaszelep, tehát visszajutunk a "START" mezőbe. A két mező között balról jobbra átmásoljuk a  $C_1^+$  parancsot, jobbról balra pedig a  $X_0$  mezőt. Ezzel felépítettük a Karnaugh-táblát. Ennyivel azonban még nem tudjuk felépíteni fizikailag is a rendszert, tehát ki kell olvasni a működési egyenleteket.

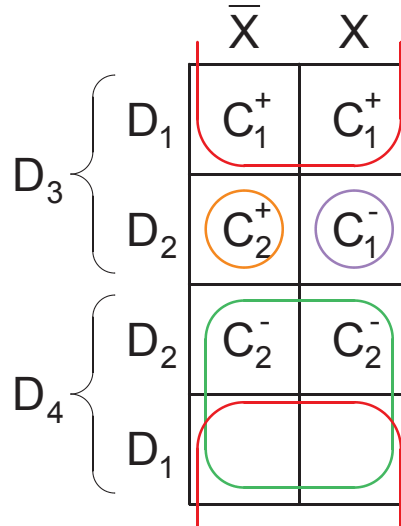
Először a jobb áttekinthetőség érdekében kimásoljuk egy új táblázatba a munkahenger parancsokat.

Karnaugh-tábla kiolvasása: Vagy típusú kiolvasást alkalmazunk, tehát az azonos parancsokat tartalmazó mezőkhöz tartozó végálláskapcsoló és memóriaszelep állások között  $\bar{E}S$  kapcsolatot hozunk létre. Az üresen maradt mezőket felhasználhatjuk egyszerűsítéshez, akár többször is.

$$C_1^+ = D_1D_3(\bar{X} + X) + D_1D_4(\bar{X} + X) = D_1D_3 + D_1D_4 = D_1(D_3 + D_4) = D_1$$

Például a  $C_1^+$  mezőkhöz hozzávesszük a két üres mezőt, így a végén sokkal egyszerűbb működési egyenletet kapunk, tehát egyszerűbb (és olcsóbb) lesz a rendszer.

$$C_1^- = D_2D_3X$$



1.17. ábra. Egyszerűsítés a Karnaugh-tábla alapján

$$C_2^+ = D_2 D_3 \bar{X}$$

$$C_2^- = D_4$$

A memóriaszelepnél több egyszerűsítés is lehetséges, attól függően, hogy hogyan használjuk az üres mezőket. Ilyenkor mindig az adott rendszerhez igazodóan kell eldönteni a memóriaszelepek írását és törlését.

$$X_0 = D_1$$

$$X_1 = D_4$$

Itt a következő kombinációt választjuk:

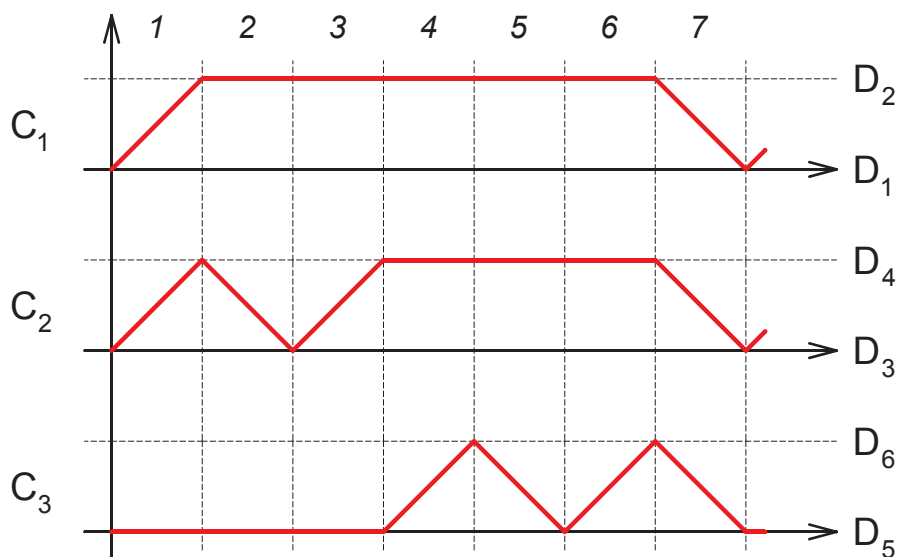
$$X_0 = D_1 \quad X_1 = D_4$$

Az ütemdiagramot megnézve észrevehetjük, hogy van két olyan állás, amikor a végálláskapcsolók azonos pozícióban állnak ( $D_2$  és  $D_3$  aktív), de ez az állás után következő ütemek különböznek. Tehát egyike esetben a  $C_2$  hengert indítjuk el kifelé, másik esetben  $C_1$  hengert húzzuk vissza. Itt azt a megoldást választjuk, hogy az azonos állások között váltson a memóriaszelep.

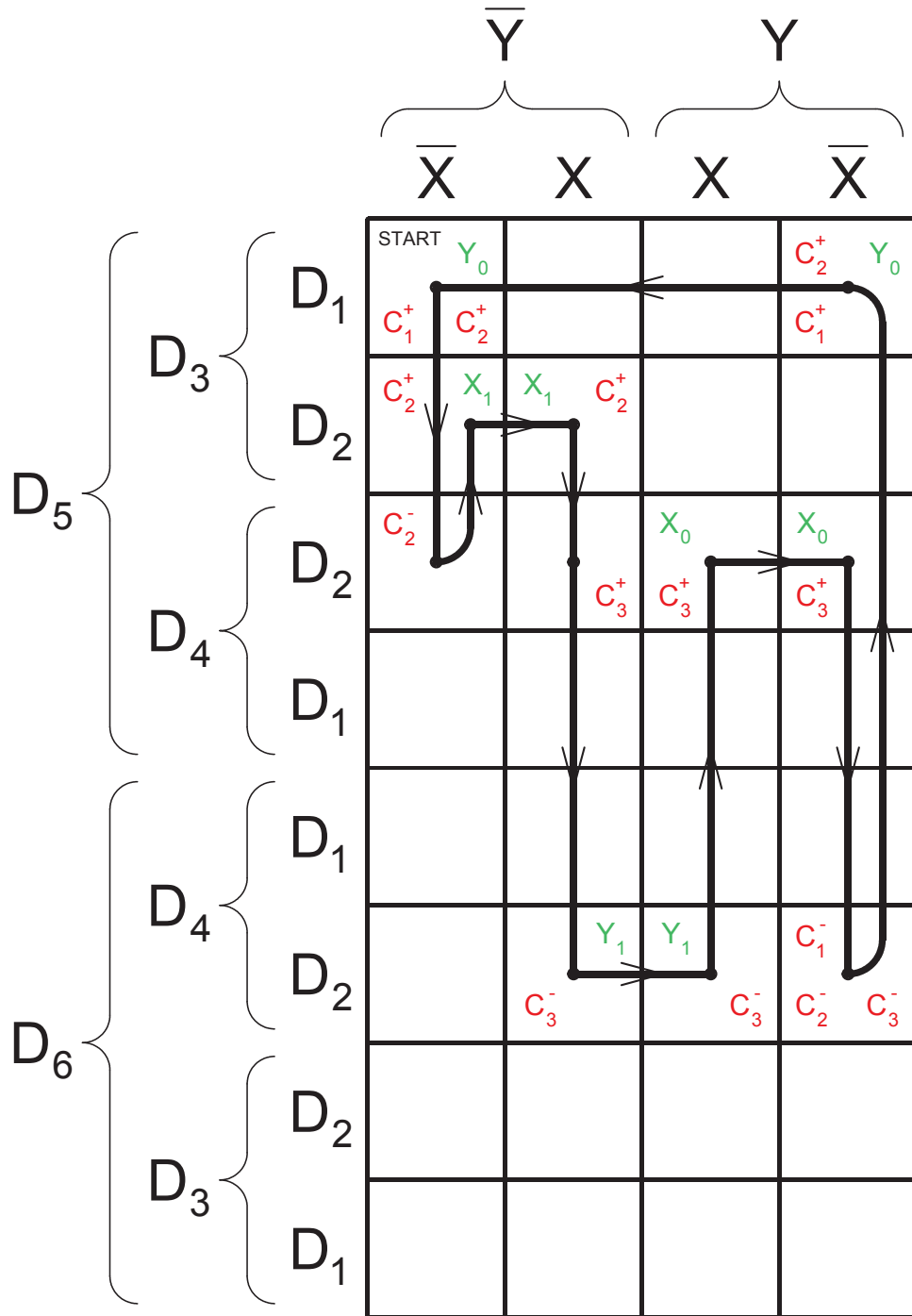
		$\bar{X}$	$X$
$D_3$	$D_1$	$X_0$	$X_0$
	$D_2$	-	-
$D_4$	$D_2$	$X_1$	$X_1$
	$D_1$		

1.18. ábra. Memóriaszelep parancsainak kiolvasása

Másik példa Karnaugh-táblára Lássunk még egy példát a Karnaugh-tábla alkalmazására.

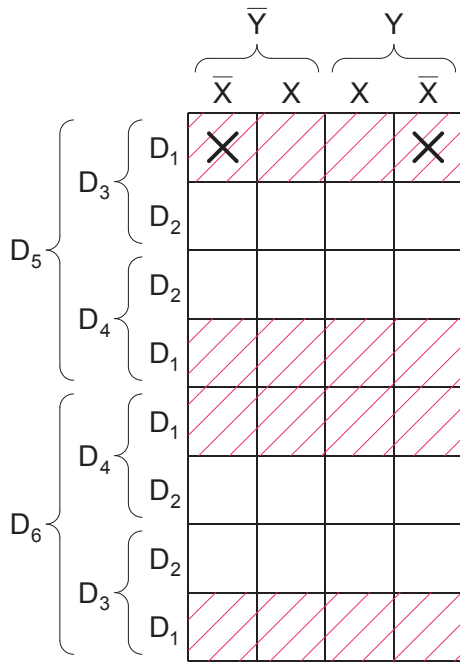


1.19. ábra. 3 munkahengeres feladat

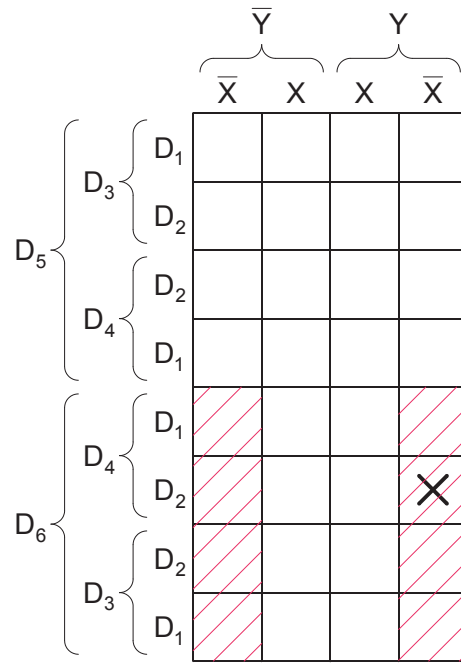


1.20. ábra. 3 munkahengeres feladat Karnaugh-táblája

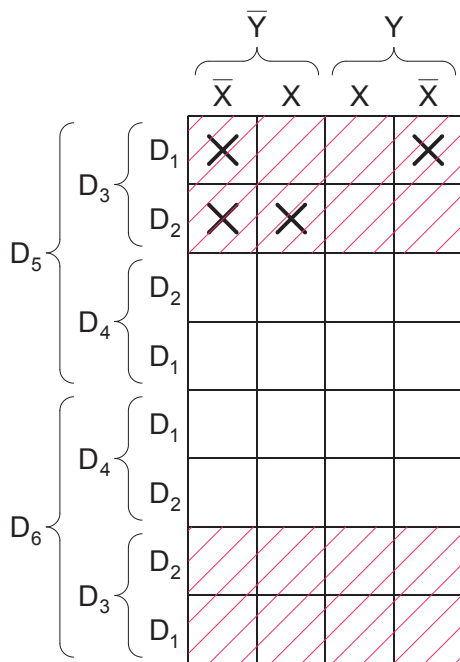
1.4. KÖVETŐDIAGRAM MEGVALÓSÍTÁSA KARNAUGH-TÁBLÁZAT SEGÍTSÉGÉVEL 21



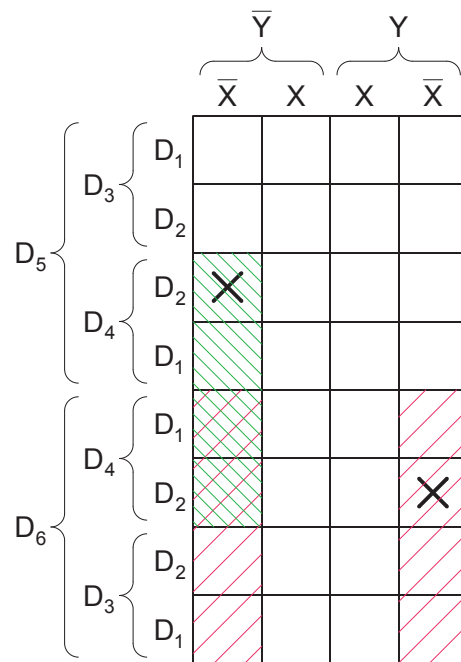
1.21. ábra.  $C_1^+$



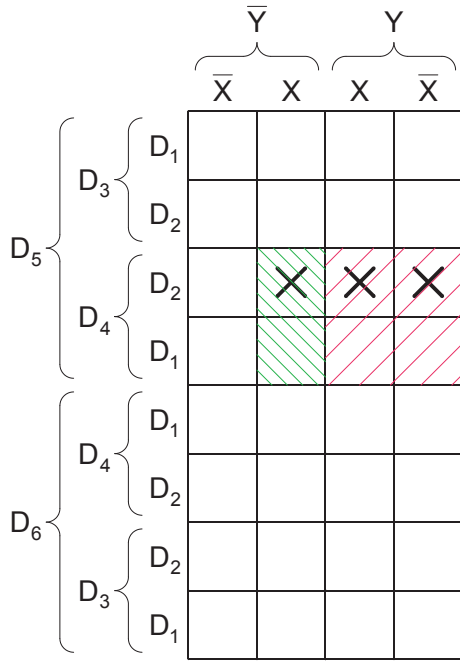
1.22. ábra.  $C_1^-$



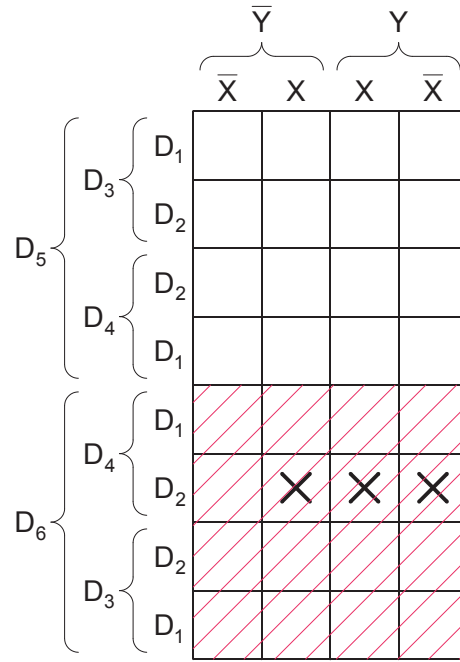
1.23. ábra.  $C_2^+$



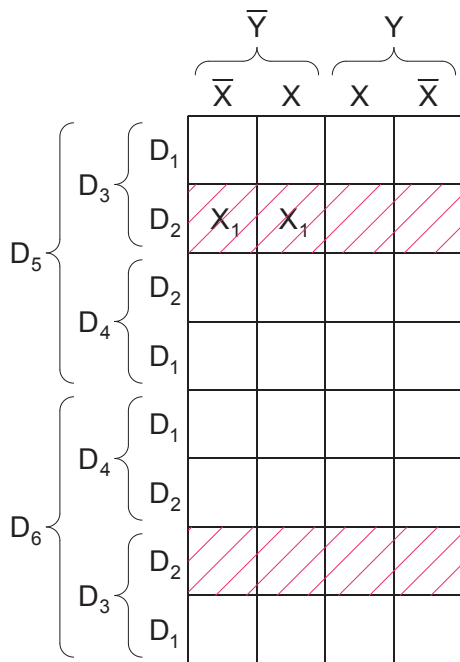
1.24. ábra.  $C_2^-$



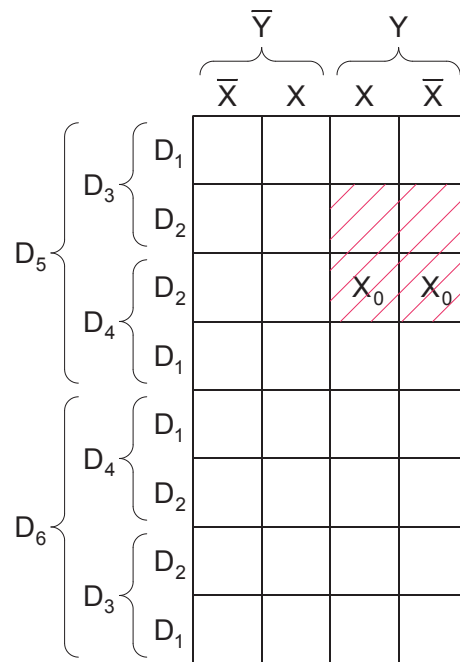
1.25. ábra.  $C_3^+$



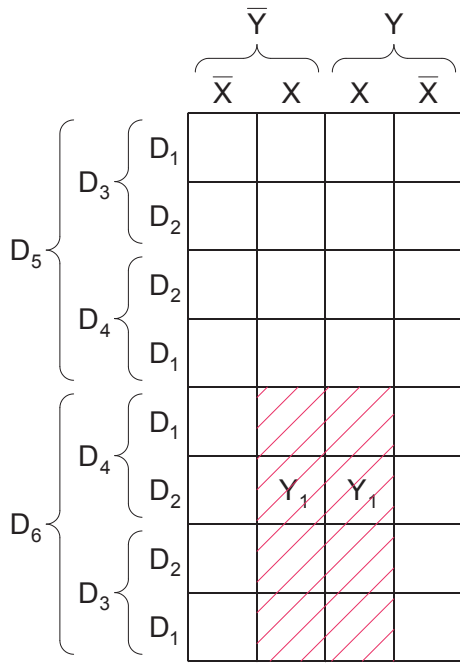
1.26. ábra.  $C_3^-$



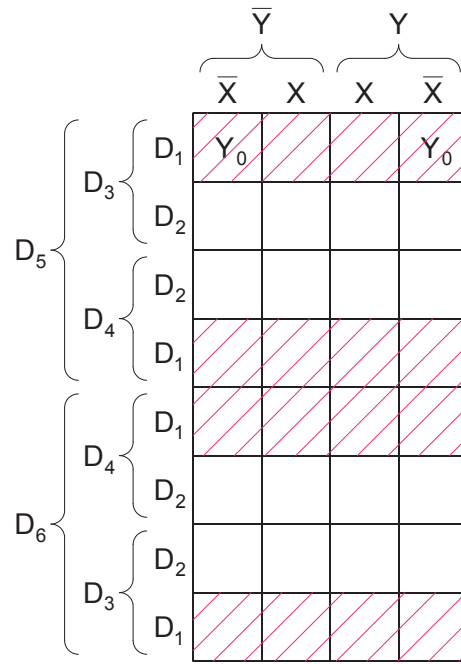
1.27. ábra.  $X_1$



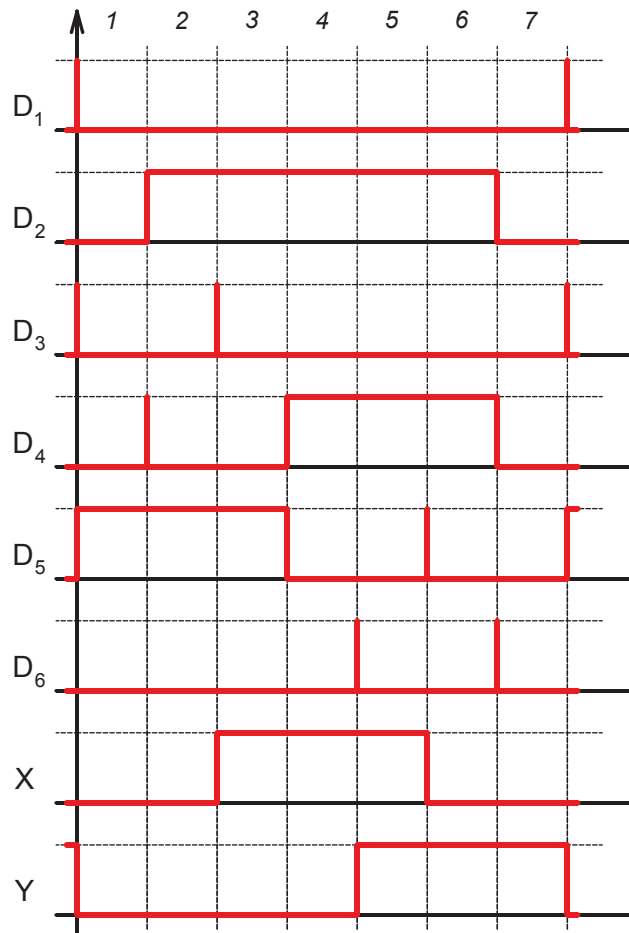
1.28. ábra.  $X_0$



1.29. ábra.  $Y_1$



1.30. ábra.  $Y_0$



1.31. ábra. Végállaskapcsolók és memóriaszelepek állása

Működési egyenletek:

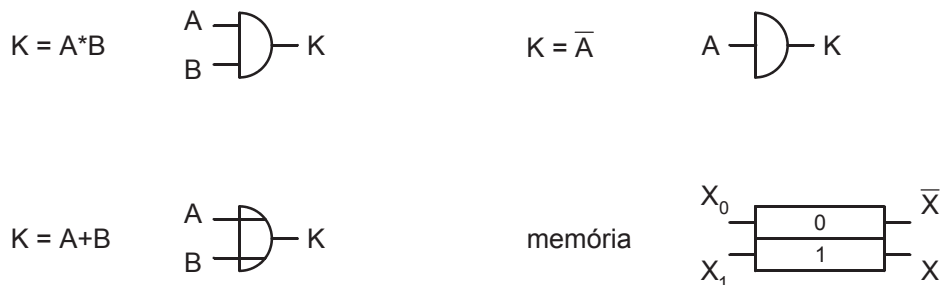
$$\begin{aligned}
 C_1^+ &= D_1 \\
 C_1^- &= D_6 \bar{X} \\
 C_2^+ &= D_3 \\
 C_2^- &= D_4 \bar{X} \bar{Y} + D_6 \bar{X} = \bar{X}(D_4 \bar{Y} + D_6) \\
 C_3^+ &= D_4 D_5 X \bar{Y} + D_4 D_5 Y = D_4 D_5 (X \bar{Y} + Y) \\
 C_3^- &= D_6 \\
 X_1 &= D_2 D_5 \bar{Y} \\
 X_0 &= D_2 D_5 \\
 Y_0 &= D_1 \\
 Y_1 &= D_6
 \end{aligned}$$

Látható, hogy a  $C_3^+$  parancs problémás lehet. A  $D_4 D_5 X$  résszel nincs probléma, az csak a 6. ütemben áll fenn, és akkor ki is kell küldeni a  $C_3$  hengert. Azonban látható, hogy a  $D_4 D_5 X \bar{Y}$  parancs azonban két helyen is fennállhat, 1. és 3. ütemeknél.

Az 1. ütemnél az dönti el, hogy kiküldjük-e a  $C_3$  hengert, hogy a  $D_2$  vagy a  $D_4$  végálláskapcsoló aktiválódik-e előbb. Ha  $C_1$  henger előbb ér ki, és megnyomja  $D_2$ -t, akkor beíródik az X memóriaszelep. Ezután a  $C_2$  eléri  $D_4$  végálláskapcsolót, és ezzel teljesül a  $C_3^+ = D_4 D_5 X \bar{Y}$  feltétel, tehát kiadódik a  $C_3^+$ . Ezt nem szeretnénk, nézzük meg, mi történik, ha  $C_2$  henger ér ki előbb. Akkor először a  $D_4$  aktiválódik, és ezáltal kiadódik  $C_2^-$ , aminek ki is kell adódnia. Ezután beér a  $C_1$  henger, és aktiválja  $D_2$ -t, ami beírja az X memóriaszelepet. Ha elég idő telik el a két henger beérése között, akkor a  $C_3^+$  parancs nem adódik ki. Tehát itt meg tudjuk oldani a problémát azzal, ha a szelepek sebességét megfelelően állítjuk be. A sebességbeállításról a későbbiekben lesz szó részletesen.

A 3. ütemnél nem okoznak problémát az egyszerre váltó végálláskapcsolók. Itt a  $D_5$  aktív, hiszen a  $C_3$  hengert még nem mozdítottuk el. A  $C_2$  henger beérése aktiválja a  $D_4$ -et, így kiadódik a  $C_3^+$  parancs. (X is folyamatosan aktív.) Miután kiadtuk a parancsot, a henger elindul, és felengedi a  $D_5$  végálláskapcsolót. Tehát látható, hogy a végálláskapcsolók egyszerre váltása nem okoz problémát, mert az egyik váltása okoz egy hengermozgást, ami miatt változik a másik végálláskapcsoló állapota.

A rajzok áttekinthetősége érdekében egyszerűsített jeleket alkalmazunk, ld. 1.32 ábra



1.32. ábra. Egyszerűsített jelölések

Az alapelvek tömören:

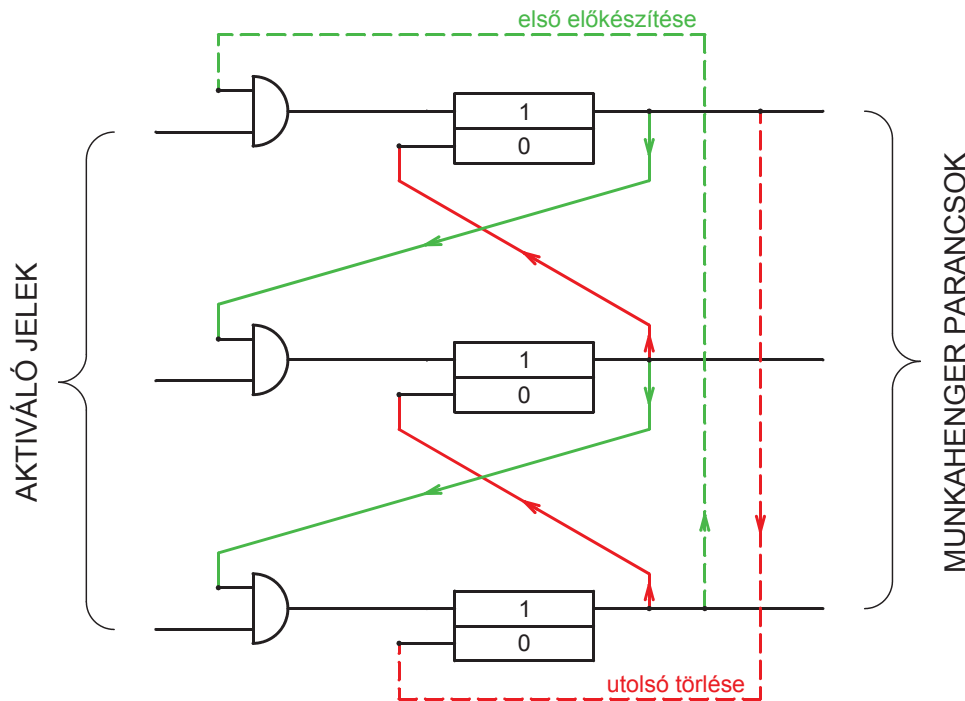


- Mivel tükrösen mozgunk, csak egy memória mozog egyszerre, ami megkönnyíti az üzembiztos működés tervezését
- Ez tulajdonképpen két táblázat, az egyik a hengermozgásokat írja le, a másik a memória parancsokat.
- $2^n$ ;  $n = 1, 2, 3, \dots$  számú mezőt lehet összevonni.
- Az azonos parancsokat tartalmazó és az üres mezőket fel lehet használni az egyszerűsítésnél, akár többször is.

## 1.5. Követődiagram megvalósítása léptető regiszter segítségével

Más néven léptetőlánc vagy követőlánc. Az előző tervezési módszerek mindegyike igényelt többkevesebb gondolkodást. A következő módszer csak minimálisat. A léptető regiszterek esetén nem a minimális elemszámra törekszünk, mint az eddigi módszerek esetén. Ennél a megoldásnál minden munkahenger parancshoz hozzárendelünk egy memóriaszelepet. Itt az alapgondolat szerint minden egyes bemeneti vezérlőjelet egy memóriakapcsolón vezetünk keresztül úgy, hogy az előző ütem parancsjele egy *ÉS* kapcsolón keresztül előkészíti a bemenetet a jel fogadására. Majd amikor a parancs végrehajtódott és megjön az aktuális végállaskapcsoló jele, az beírja a parancsot a memóriába. Ez a parancs aztán törli az *előző* memóriát, azaz parancsot.

Így minden parancs csak egy ütem hosszú lesz, és nem tud problémát okozni. Az alapelem az 1.32 ábrán látható, összeépítve pedig az 1.33 ábrán. Mi van az elején és a végén? A ciklus utolsó parancsa aktiválja az elsőt, az első pedig törli az utolsót.

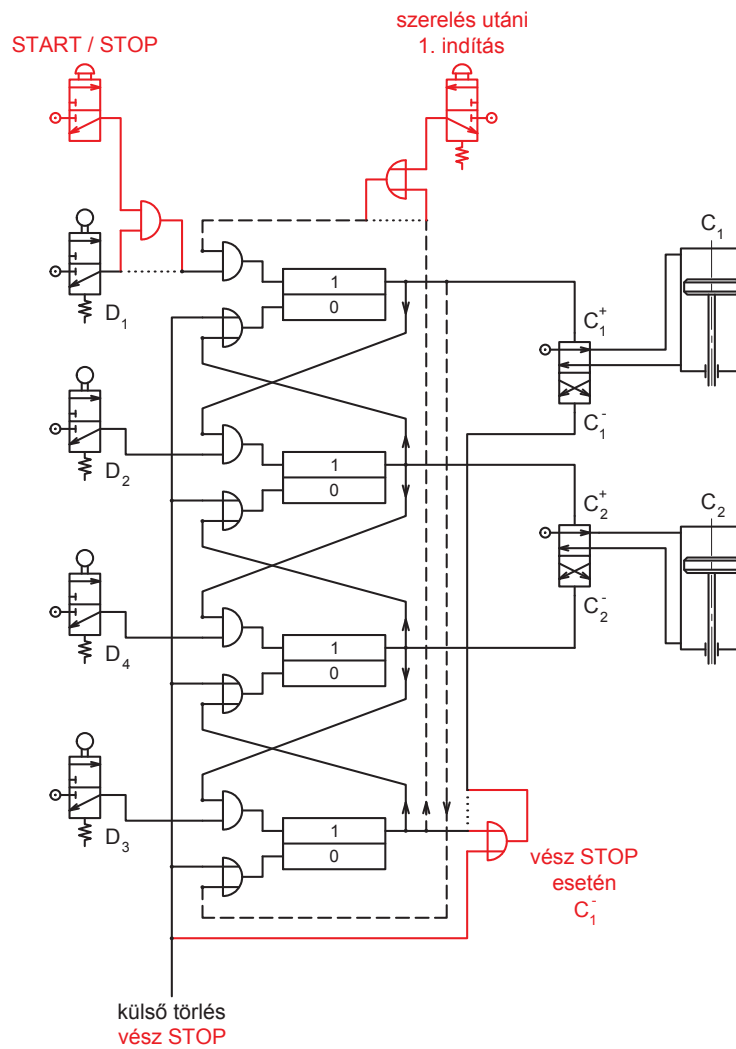
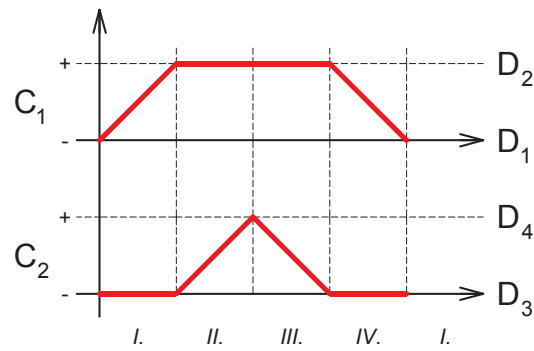


1.33. ábra. Léptető regiszter alapegysége

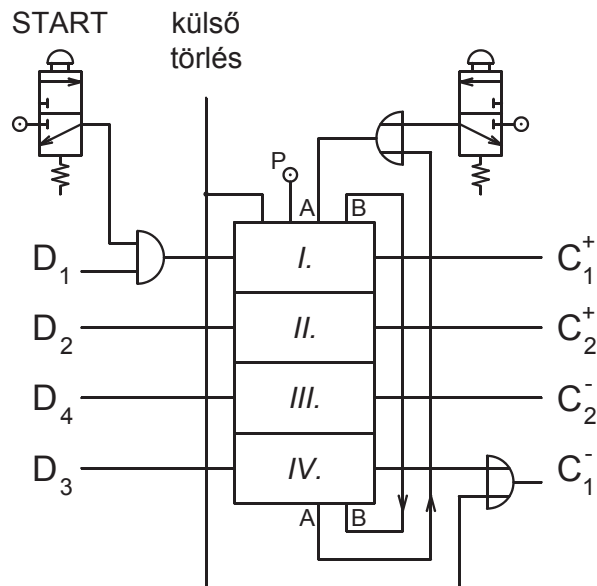
Fontos lehet, hogy egy gombnyomásra szakadjon meg a működés (azaz ne menjen tovább a ciklus). Ezt egy *VAGY* elem integrálásával könnyen el lehet érni, ld. 1.34 ábra. Az általános léptetőkapcsolást pedig az 1.34 ábra mutatja.

Tekintsük a szokásos alappéldánkat (ld. 1.34, követő diagramja). Először meg kell állapítani, hány ütemből áll a ciklus, és annyi elemet összeépíteni. Fontos kiegészítések:

- A léptető egységeket úgy kell beépíteni, hogy a memóriák törölve legyenek. Ellenkező esetben véletlenszerű mozgások jöhetnek létre.
- Ebből viszont az következik, hogy az első parancsnak nincs előkészítő jele. Ezért be kell tenni egy külső indítót az első indításhoz, amit csak a tervező ismer.
- Mindig kell egy Start-Stop gomb, amit az első aktiváló jellel *ÉS* kapcsolatba kell hozni.



1.34. ábra. Általános léptetőkapcsolás



1.35. ábra. Általános léptetőkapcsolás egyszerűsített ábrázolással

- A külső törlés felhasználható VÉSZ STOP funkcióra. Ha csak a léptető egységeket törlöm, akkor az éppen mozgó dugattyú végigmegy, és a következő ütem is elindul.
- Azt is meg lehet tenni, hogy a VÉSZ STOP működésére az összes (vagy bizonyos számú) henger visszamenjen a kiinduló állapotába (akár akkor is, ha a megszakított ütemben éppen az ellenkező irányba mozgott). Ehhez csak a megfelelő hengervezérlő bemenetekre kell VAGY kapcsolót építeni. A példában az előírása  $C_1^-$ .

Az egyszerűsített ábrázolást az 1.35 mutatja.

A léptetőregiszter alkalmazásának előnyei a következők:

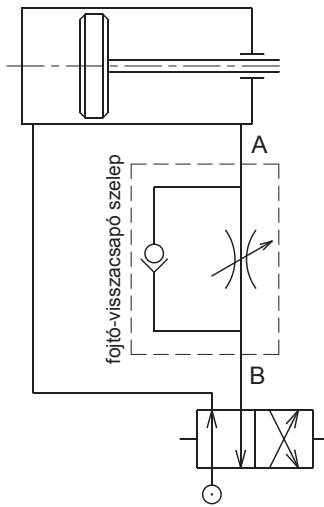
- Könnyebben felépíthetőek a kapcsolások.
- Rugalmasabb, mint a fix elemekkel felépített kapcsolások.

Hátrányai:

- Jóval drágább, mint a fix elemekkel felépített rendszer. Éppen ezért akkor alkalmazzuk, amikor fontos a rendszer könnyű és gyors átalakíthatósága, rugalmassága. (Például nem alkalmazzuk, ha egy olyan gépet építünk, ami több évig ugyanazt a folyamatot végzi.)

### 1.5.1. Kiegészítő elemek

- Sebesség beállítása:

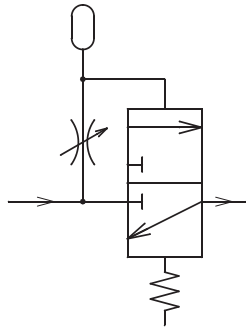


1.36. ábra. Sebesség beállítás

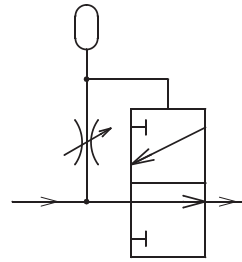
A fojtó-visszacsapó szelep működése: Mint az 1.36. ábrán is látható ez a szelep egy visszacsapó szelep és egy állítható fojtás párhuzamos kapcsolásából jött létre. Amennyiben az A ágban nagyobb a nyomás, a visszacsapó szelep zárva marad, így a közegnek a fojtáson keresztül kell áramolnia. Ha a B ágban nagyobb a nyomás, akkor a folyadék a kisebb áramlási ellenállás felé fog áramlani, tehát a nagyobb nyomás által kinyitott visszacsapó szelepen keresztül. Ebben az irányban elméletileg akadálytalanul áramlik a munkafolyadék. A fojtó-visszacsapó szelepet a munkahenger vezérlőszelep és a munkahenger bemenete közé beiktatva a fojtás állításával változtathatjuk a munkahenger mozgási sebességét. A szelepet mindig abba az ágba építjük, amelyben a munkahengerből kifelé áramlik a munkafolyadék, amikor a munkahenger a beállítani kívánt irányba mozog. Ezenfelül a szelep úgy építendő be, hogy a kifelé áramló közeg a fojtáson haladjon át. Összefoglalva mindig a kifelé áramló munkafolyadékot fojtjuk. Amennyiben a munkahenger másik térrészébe beáramló közeget fojtanánk, instabil lenne a működés.

- Késleltetés/nyomáslekapcsolás:

Késleltető-szelep: Mint a neve is mutatja ezzel a szeleppel valósíthatjuk meg például egy munkaütem késleltetését, amennyiben erre valamilyen okból szükségünk van. Amikor a késleltető szelep bemenetén megnő a nyomás, a munkafolyadék csak a fojtáson keresztül tud átáramlani. A fojtáson csak kis mennyiségű közeg tud átáramlani, aminek a nyomása nem elegendő a monostabil szelep átbillentéséhez. Így a közeg a tartályba fog áramlani, majd valamennyi idő után megnő annyira a nyomás, hogy átkapcsolja a monostabil szelepet. A szelep az átkapcsolás után összeköti a késleltető szelep bemenetét a kimenetével. A tartály feltöltődésével eltelt idő miatt a kimeneten csak késleltetve jelenik meg a beérkező nyomás. A nyomáslekapcsolás ugyanígy működik, azzal a különbséggel, hogy a beépített 3/2-es monostabil két lehetséges állását felcseréljük. Ezzel azt értük el, hogy ha bizonyos ideig él a bemenő jel, akkor feltelik a tartály a fojtáson keresztül, és átbillenti a kapcsolót, ami megszakítja a kimenetet.

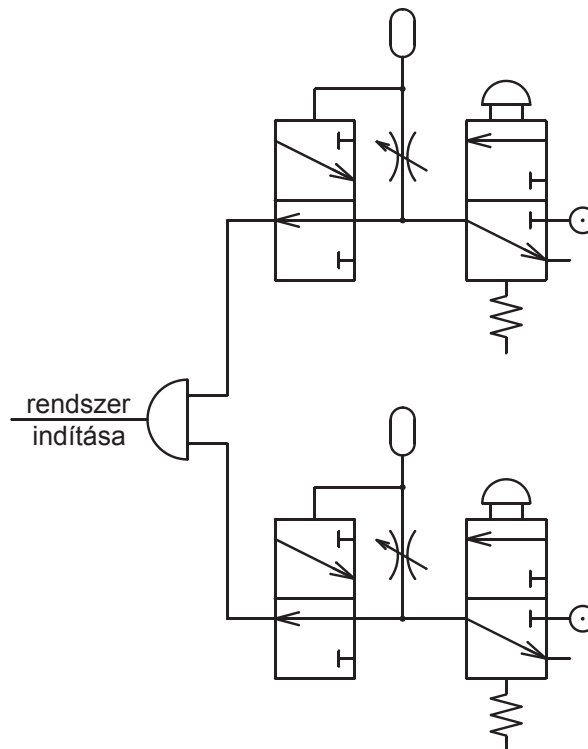


1.37. ábra. Késleltetés



1.38. ábra. Nyomáslekapcsolás

- Biztonsági kétkezes indítás Ez a kialakítás biztonsági követelmény lehet. A cél a következő: Két kapcsoló egy időben történő lenyomása indítsa a rendszerünket/gépünket, amiket egymástól olyan távolságra építünk be, hogy egy ember fizikailag képtelen legyen működtetni. Így két ember összehangolt gombnyomása indít, tehát csökkentettük baleset kockázatát. Ha csak egyszerűen két kézi kapcsolót  $\bar{E}S$  kapcsolatba hoznánk, és ez indítani a ciklust, azzal nem érnénk el a célt. Ilyen esetben elég lenne, ha az egyik kapcsolót fizikailag kiékelné valaki (pl. egy megfelelően nehéz tárgyat tesz rá), akkor szimplán a másik kapcsoló lenyomása indítaná a ciklust. Tehát meg kell oldani, hogy ha tartósan meg van nyomva a kapcsoló, akkor ne indítsa a ciklust. Ezt az előzőekben megismert nyomáslekapcsolás segítségével oldhatjuk meg az 1.39. ábrán látható módon.



1.39. ábra. Biztonsági kétkezes indítás

- Levegő előkészítés

## 1.6. Összenyomható közeg áramlása fojtáson keresztül

A pneumatikus rendszerek működéséhez tartályokban tárolt (kompresszorokkal előállított) sűrített levegőre van szükségünk. Az alábbiakban arra a kérdésre keressük a választ, hogy adott  $p_t$  nyomású és  $T_t$  hőmérsékletű tartályból milyen levegő-tömegáramhoz vagyunk képesek hozzájutni, amennyiben  $p_1$  (jellemzően légköri) nyomásra expandáljuk a közeget egy  $A$  keresztmetszetű fűvőkán (fojtáson) keresztül.

### 1.6.1. Termodinamikai összefüggések

Vizsgáljuk egy ideális gáz izentrópikus (veszteségmentes) áramlását! A termodinamika I. főtételének értelmében a belső energia megváltozása egyenlő a közölt hőmennyiség és a rendszeren végzett munka összegével:

$$dU = \delta Q + \delta W \quad \rightarrow \quad m c_V dT = 0 - p dV \quad (1.6)$$

Az ideális gáz állapotegyenletének ( $pV = mRT$ ) differenciálásával kapjuk, hogy

$$pdV + Vdp = mRdT \quad \rightarrow \quad dT = \frac{1}{mR} (pdV + Vdp), \quad (1.7)$$

ezt beírva az 1.6 egyenletbe a következőt kapjuk:

$$\begin{aligned} mc_V (pdV + Vdp) &= -mRpdV & (1.8) \\ \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} &= -\frac{R}{c_V} \frac{dV}{V} \\ \frac{c_p}{c_V} \frac{dV}{V} &= -\frac{dp}{p} \end{aligned}$$

Így  $\log(p) + \kappa \log(V) = \log(pV^\kappa) = \text{konst}$  tehát

$$\boxed{\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konst.}} \quad (1.9)$$

Később hasznosak lesznek az alábbi összefüggések:

$$\rho = \rho_t \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad T = T_t \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \text{és} \quad a = a_t \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{2(\kappa-1)}{\kappa}} \quad (1.10)$$

Az energiamegmaradás elve összenyomható közegre:

$$\frac{1}{2}v^2 + h = \text{konst.} \quad \rightarrow \quad 0 = vdv + dh = vdv + \underbrace{Tds}_{dh} + \frac{dp}{\rho} = vdv + \frac{dp}{\rho}, \quad (1.11)$$

ahol  $h = c_p T$  az entalpia,  $v$  az áramlási sebesség (nem a fajsúly!) és kihasználjuk, hogy izentrópikus áramlás lévén  $ds = 0$ . Integrálva a (1.11) mozgásegyenletet kaptuk és felhasználva 1.9 állapotegyenletet ( $1/\rho = p_1^{1/\kappa} / \rho_1 p_1^{-1/\kappa}$ ) kapjuk, hogy

$$\begin{aligned} \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} &= - \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} = - \frac{p_1^{1/\kappa}}{\rho_1} \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{\kappa}} dp = - \frac{p_1^{1/\kappa}}{\rho_1} \left[ \frac{\kappa}{\kappa-1} p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]_{p_1}^{p_2} & (1.12) \\ &= \frac{p_1}{\rho_1} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = RT_1 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \end{aligned}$$

Így, amennyiben a tartályban jó közelítéssel zérus a közeg sebessége, a fojtott keresztmetszetben a sebesség

$$\frac{v^2}{2} = \frac{p_t}{\rho_t} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (1.13)$$

ahol  $p$  a fojtott keresztmetszetben mérhető nyomás.

### 1.6.2. Fojtott áramlás

Most induljunk ki egy olyan tartályból, amely a légkörre expandál ( $p = p_0$ ) és a kezdeti tartálynyomás szintén légköri,  $p_t = p_0$ . Ekkor természetesen  $v = 0$ . A tartálynyomást növelve az áramlás megindul és egyre növekszik, amíg el nem éri a helyi hangsebességet, azaz a határhelyzetben  $v^2 = \kappa RT$ .

Azonban a közeg csak a helyi hangsebességig gyorsulhat, azaz a határhelyzetben

$$\frac{v^2}{2} = \frac{\kappa RT}{2} = \frac{\kappa R}{2} T_t \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{\kappa RT_t}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (1.14)$$

A fenti egyenletet megoldva kapjuk, hogy a kritikus nyomásviszony

$$\frac{p_{krit}}{p_t} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (1.15)$$

Levegő esetén  $\kappa = 1.4$  a kritikus nyomásviszony értéke 0.528, tehát ha légkörre expandál a közeg és a tartálynyomás nagyobb, mint  $1/0.528 = 1.89$  bar, az áramlás fojtott. A maximális elérhető sebesség

$$v_{krit} = \sqrt{\kappa RT_{krit}} = 0.913a_t \quad (1.16)$$

### 1.6.3. Tömegáram

A tartályból kivethető tömegáram

$$\dot{m} = C_d A \rho v, \quad (1.17)$$

ahol  $C_d$  az átfolyási tényező (tapasztalati összefüggéssel számítható vagy mérésel határozható meg),  $\rho$  és  $v$  a fojtásban mért nyomás és sebesség,  $A$  pedig a fojtási keresztmetszet. Amennyiben az áramlás *nem fojtott* a tömegáram a

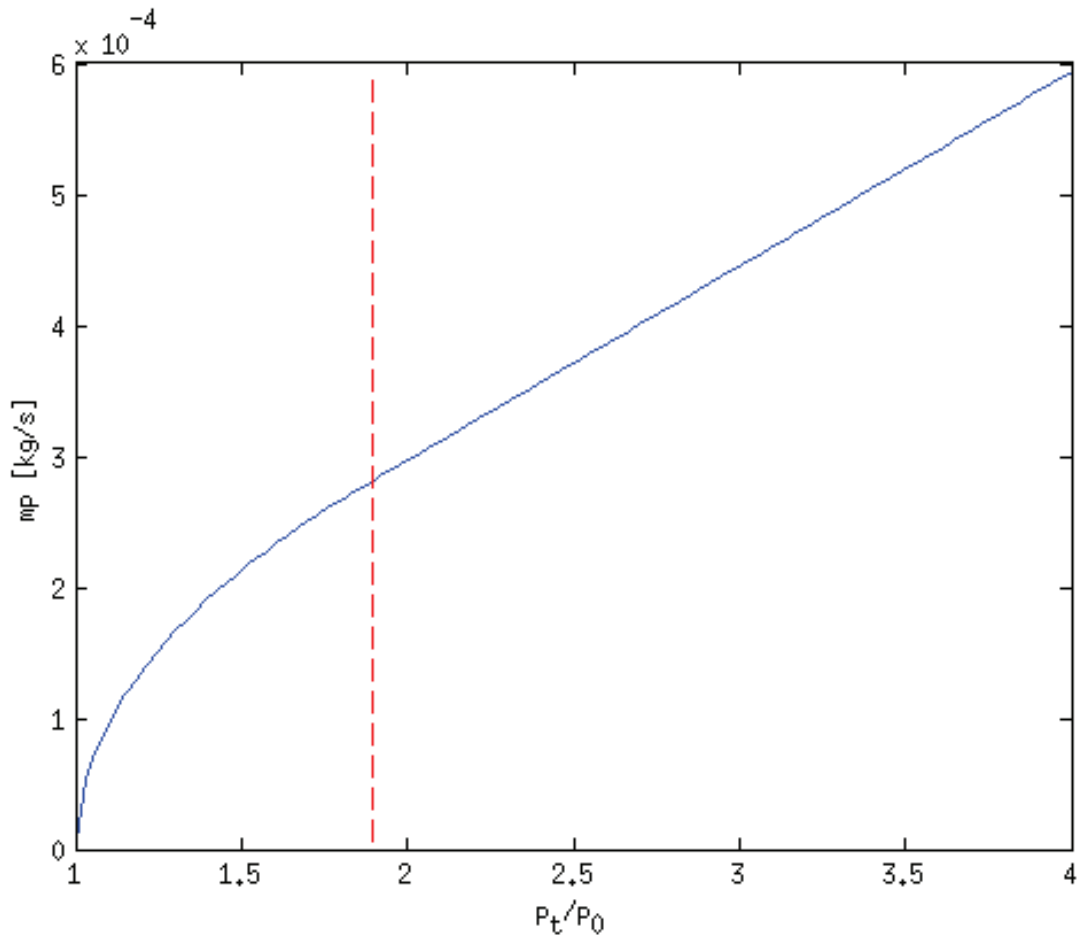
$$\dot{m} = C_d A \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} p_t \rho_t \left[ \Pi^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (1.18)$$

képlettel számítható, ahol  $\Pi = p/p_t$  a nyomásviszony. Fojtott esetben a fenti képlet a

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{\kappa p_t \rho_t \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (1.19)$$

összefüggésre módosul. Vegyük észre, hogy *fojtott esetben a tömegáram nem függ az alvázoldali nyomástól ( $p$ -tól)!*





1.40. ábra. Tömegáram a nyomásviszony függvényében. Adatok:  $C_d = 0.8$ ,  $\kappa = 1.4$ ,  $T_t = 293 \text{ K}$ ,  $R = 287 \text{ J/kg/K}$ , fojtás átmérő:  $1 \text{ mm}$ . Fojtott áramlás a piros függőleges szagatott vonalnál nagyobb tartálynyomások esetén lép fel.

Érdeemes megjegyezni, hogy mivel  $\rho_t = p_t/(RT_t)$ , a mindkét egyenletben szereplő  $\sqrt{p_t \rho_t}$  tag írható  $p_t/\sqrt{RT_t}$  alakban, azaz amennyiben a tartály állandó hőmérsékletű, a nyomással - fojtott esetben - lineárisan növekszik a levehető tömegáram. Ez a jelenség jól megfigyelhető az 1.40. ábrán.

Tekintsünk egy példát:  $T_t = 293 \text{ K}$ ,  $\kappa = 1.4$ ,  $R = 286 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ ,  $p_0 = 1 \text{ bar}$ ,  $d_{crit} = 5 \text{ mm}$

$$A_{crit} = \frac{5^2 \cdot \pi}{4} = 19.6 \text{ mm}^2$$

- $p_t = 1.5 \text{ bar} \rightarrow$  nem fojtott áramlás

$$\frac{v^2}{2} = \frac{\kappa R T}{2} = \frac{\kappa R}{2} T_t \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{\kappa R T_t}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \frac{1.4 \cdot 286 \cdot 293}{1.4-1} \left[ 1 - \left( \frac{1}{1.5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right] = 32083$$

$$v = \sqrt{2 \cdot 32083} = 253.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- $p_t = 3 \text{ bar} \rightarrow$  fojtott áramlás

$$v = a = 0.913 \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_t} = 0.913 \cdot \sqrt{1.4 \cdot 286 \cdot 293} = 312.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

## 1.7. Gyakorló feladatok

1. feladat Tervezze meg ezt!
2. feladat Tervezze meg azt!

## 2. fejezet

# Hidrosztatikus hajtások

### 2.1. Bevezetés

A **hidraulikus** szó nem pontos, bár elterjedten ezt használjuk. A pontos megnevezés a **hidrosztatikus**, mely megkülönbözteti ezeket a rendszereket a **hidrodinamikus** rendszerektől.

#### Történelem

A világ első HR-e:

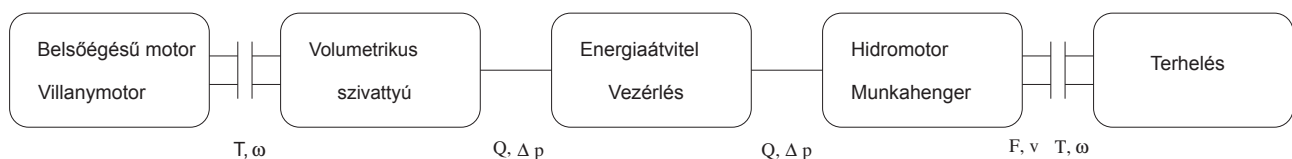
- kettős működésű volumetrikus szivattyú
- $Q \approx 10l/min$ ,  $\Delta p = 0.16bar$
- csővezeték hálózat hossza: 100e km
- jelenleg kb. 7 milliárd darab működik

Ebből a jellemzésből rá lehet jönni, hogy az emberi szívről van szó. A szív is egy térfogat-kiszorítás elvén működő természetes szivattyú.

#### A HR-ek fejlődése:

- 1647 Pascal: "A nyomás minden irányban gyengítetlenül terjed"
- 1738 Bernoulli: "Hydrodynamica"
- 1795 Joseph Bramah: Hidraulikus prés ( első működő HR, víz munkaközeggel)
- 1910-es évektől kezd elterjedni az olaj munkaközeg, a megnövekedett igénybevételek miatt.
- 1930-as évek: London Hydraulic Power Company  $12m^3/min$ , kb. 300 km föld alatti vezeték (víz)

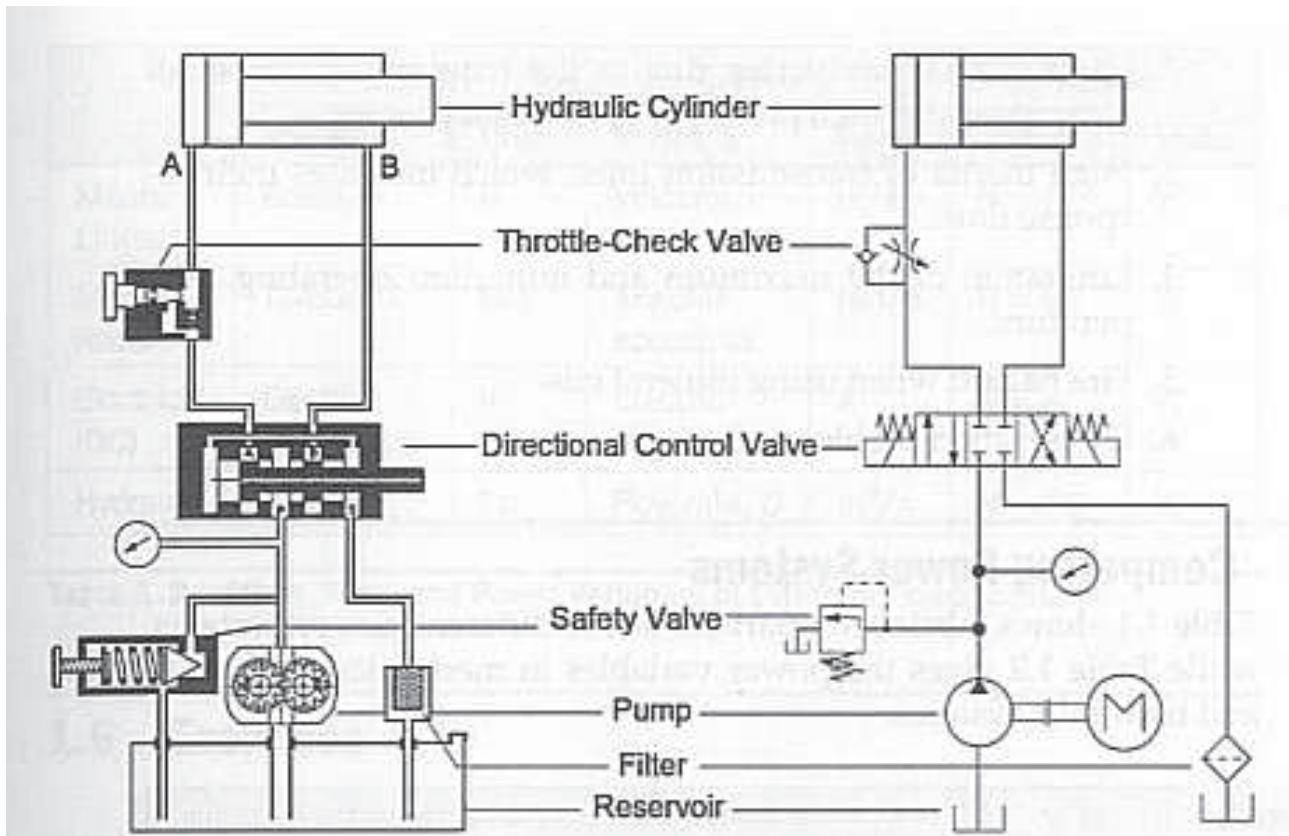
Az ilyen hajtások bloksémáját a 2.1 ábra mutatja.



2.1. ábra. Hidraulikus hajtás blokkvázlata

Egy tipikus rendszer:

A  $Q\Delta p$  folyadékteljesítményt kétféleképpen lehet átvinni.



2.2. ábra. Egy jellemző rendszerfelépítés

1. Nagy  $Q$ , kis  $\Delta p$ : hidrodinamikus hajtás (örvénygépek)
2. Kis  $Q$ , nagy  $\Delta p$ : hidrosztatikus hajtás (volumetrikus gépek)

Hogy mikor melyiket alkalmazzák, azt nehéz egyértelműen szabályba foglalni, a feladat jellege határozza meg.

- Kb. 3-400 kW teljesítmény felett a hidrodinamikus kedvezőbb, DE ahol lágypindításra van szükség (pl. járművek, nagy tömegű gépek indítása) ott kisebb teljesítmények esetén is hidrodinamikust alkalmaznak.
- Ha lineáris mozgásra van szükség nagy erő ellenében, egyértelműen hidrosztatikus hajtás kell.
- Ha lineáris mozgás mellett pontosan adott helyzetben való megállás szükséges nagyfokú merevség mellett, akkor hidrosztatikus hajtás kell.

Hidrosztatikus hajtás felépítése

**Tápegység (prime mover):** folyadékátároló, motor (belsőégésű vagy villamos), szivattyú, szűrő, nyomáshatároló szelep, stb.

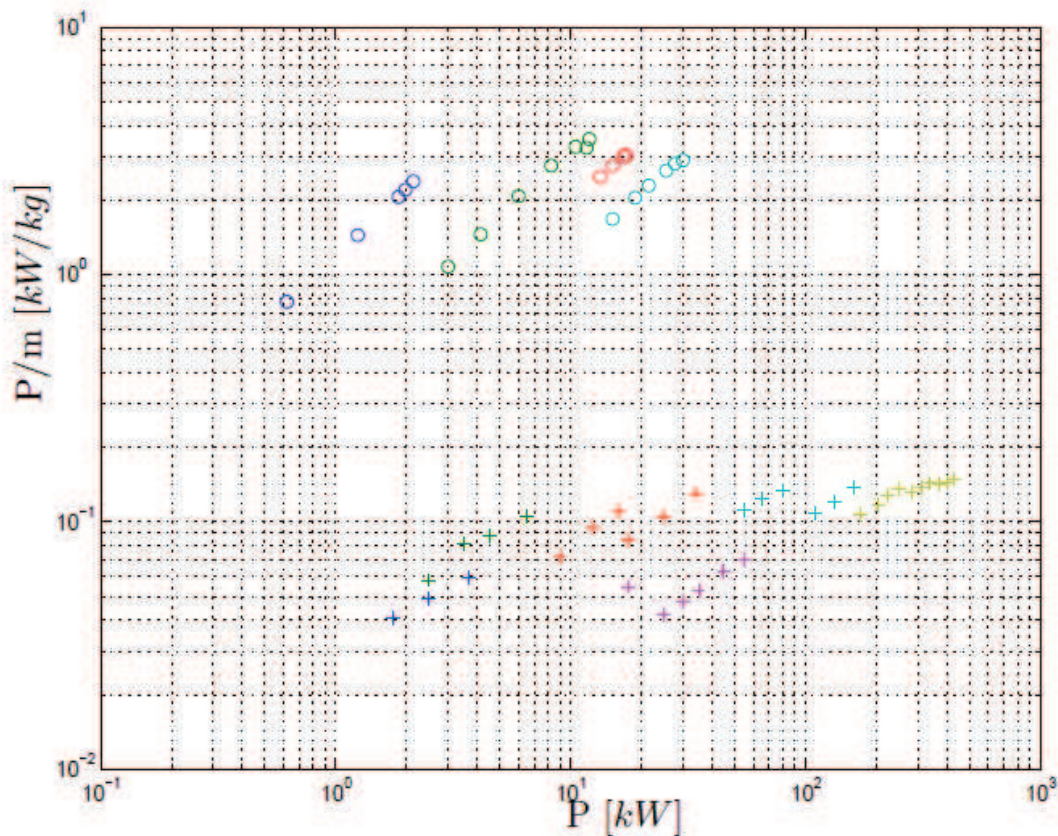
**Vezérlés/szabályozás:** irányítóelemek (a munkaközeg útját, nyomását, térfogatáramát határozzák meg)

**Munkavégző elemek:** hidromotor, munkahenger, lengőmotor, stb. A hidrosztatikus haj-

tások előnyös tulajdonságai:

- Nagy erő ill. nyomaték fejthető ki kis sebesség ill. fordulatszám mellett is.
- Nyomaték és fordulatszám (erő és sebesség) egymástól függetlenül állítható.

- Nagyfokú merevség (gyors válasz, előnyös gyorsítási képesség, pontos pozicionálási tulajdonságok).
- Aránylag nagy teljesítménysűrűség (kis súly ill. térfogat) különösen az elektromos ill. mechanikus hajtáshoz képes, ld.a 2.3 ábra.
- Önkenő.
- A linerális mozgás is jól megoldott.
- A túlterhelés elleni védelem nagyon egyszerű. Túlterhelés esetén károsodás nélkül megáll a rendszer, a túlterhelés megszűnése után azonnal indítható (nem kell semmit szerelni vagy cserélni).
- Energiatárolás képessége (akkumulátorok).
- Egyszerű irányváltás és sebesség/fordulatszám beállítás.
- Robosztus, ellenálló kivitel



2.3. ábra. Teljesítménysűrűség: +: örvényszivattyúk, o: fogaskerék szivattyú

Hátrányos tulajdonságok:

- Az energiaforrás nem áll rendelkezésre (ellentétben pl. az elektromos vagy sűrített levegős rendszerekkel). Tápegységet kell telepíteni.
- Nagyobb távolságra nem gazdaságos alkalmazni az áramlási veszteségek miatt (max. néhány 10 méter).

- Drága (kis toleranciák, bonyolult szerkezetek)
- Tűz- és robbanásveszélyes munkaközeg, környezetvédelmi szempontból szintén hátrányos. (Olaj munkaközeg esetén)
- Hőmérséklet-változásra érzékeny.
- Hangos.

### Tipikus nyomás- és térfogatáram tartományok

Adatok, képletek:

Legyen a szivattyú teljesítménye állandó 10kW.

A hidraulikai teljesítmény:  $P_h = \Delta p Q = \rho g H Q$

Hajtó motor fordulatszám: 3000/perc

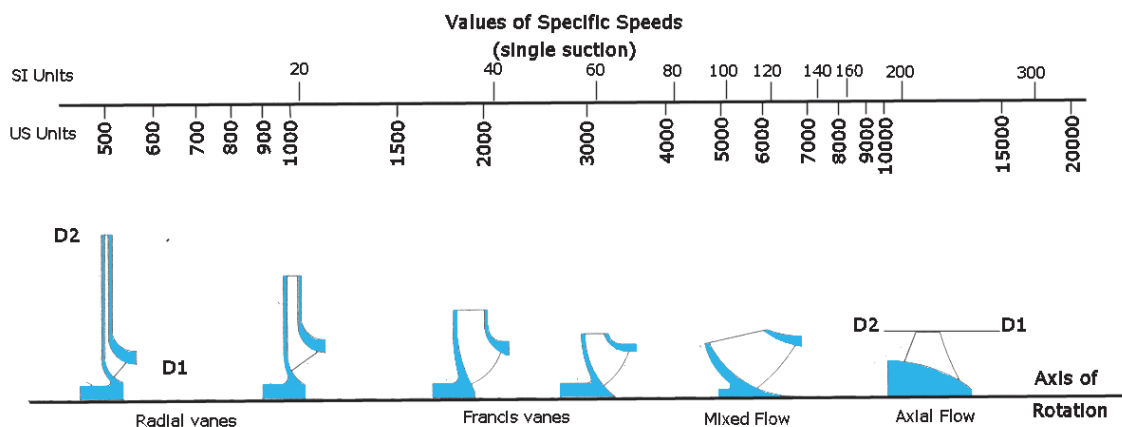
Jellemző fordulatszám:  $n_q = n Q^{1/2} H^{-3/4}$

A jellemző fordulatszámot a járókerék típusának kiválasztásához használjuk. Bővebben az Áramlástechnikai gépek című tárgyban kerül bemutatásra.

A fenti képlet alapján kiszámolt jellemző fordulatszám megmutatja az adott szivattyú által szállított térfogatáram és a létrehozott nyomáskülönbség viszonyát. Ha  $n_q$  kicsi, akkor a szivattyú nagy nyomáskülönbséget hoz létre viszonylag kicsi térfogatáramnál (keskeny radiális járókerék). Ha  $n_q$  nagy, a szivattyú nagy térfogatáramot szállít kicsi szállítómagassággal (axiális járókerék, hasonló a ventilátorokhoz).

Szivattyúk esetén általában szállítómagasságról beszélünk nyomásnövekedés helyett, mert ez megmutatja, hogy elméletileg hány méter magasra képes eljuttatni a szállított közeget (ami általában víz).

- $\Delta p = 1 \text{ bar} \rightarrow Q = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}, n_q = 170 \rightarrow$  axiális járókerék
- $\Delta p = 6 \text{ bar} \rightarrow Q = 1020 \text{ l/perc}, n_q = 17.7 \rightarrow$  keskeny, rad. jk.
- $\Delta p = 200 \text{ bar} \rightarrow Q = 30 \text{ l/perc}, n_q = 0.22 \rightarrow$  ??? jk.



2.4. ábra. Járókereke és a jellemző fordulatszám kapcsolata

Amint látható a  $n_q = 0.22$  jellemző fordulatszámhoz olyan radiális járókerék tartozna, mely nagyon keskeny, és nagy átmérőjű. Ezt több okból sem lehet megvalósítani. A keskeny lapátcsatornában hatalmas áramlási veszteségek lennének, gyakorlatilag az egész keresztmetszet határréteg lenne. Ezen kívül igen nehéz lenne kiegyensúlyozni egy nagy átmérőjű, keskeny tárcsát. Ha ilyen nagy nyomásnövekedést kell létrehoznunk, de nincs szükségünk nagy térfogatáramra, akkor alkalmazzuk a volumetrikus gépeket.

## 2.2. A munkafolyadék

A munkafolyadék a hidrosztatikus hajtás egyik eleme, alkatrésze, amely nélkül nem létezik hajtás: az energiaközvetítő.

A munkafolyadék funkciói:

- ◇ Energia továbbítása
- ◇ Egymáson csúszó fémfelületek kenése
- ◇ Hűtés
- ◇ Tisztítás

A munkafolyadéknak a következő tulajdonságokkal kell bírnia:

- Jó kenőképesség, mivel az energiaátalakítók (szivattyúk, motorok) súrlódó alkatrészekkel működnek.
- Viskozitási indexe (VI) legyen minimális, azaz a hőmérséklet változásával ne változzon jelentősen a viszkozitása.
- Semleges kémiai tulajdonság (de semmiképpen se legyen savas).
- Levegőtartalma és légeinyelő képessége legyen minimális.
- Habképződésre kevésbé legyen hajlamos.
- Jó víztaszító képesség.
- Rugalmassági modulusza legyen nagy (kicsi összenyomhatóság).
- Legyen jó hővezető.
- Mechanikai szennyezőanyagot ne tartalmazzon.
- Legyen kémiailag stabil.
- Korrozióvédelem.

### 2.2.1. Anyagjellemzők

**Sűrűség**

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \alpha \delta t}, \text{ ahol } \alpha \approx 7 * 10^{-4} \left[ \frac{1}{^\circ C} \right] \quad (2.1)$$

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \frac{\delta p}{E}}, \text{ ahol } E_{vz} \approx 2 * 10^9 [Pa]. \quad (2.2)$$

**Rugalmassági modulusz**

Jelölés:  $E$  vagy  $B$  [Pa] (bulk modulus)

$\Delta p/E = -\Delta V/V$  (gázokra:  $E = -\rho_0 \frac{dp}{d\rho}$ ,  $E_{izoterm} = p$ ,  $E_{izentrop} = \kappa p$ )

Hullámsebesség:  $a = \sqrt{E/\rho}$  (gázokra:  $a = \sqrt{\kappa RT}$ )

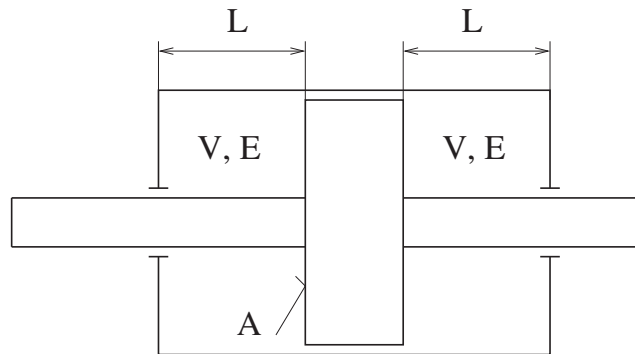
Meghatározza a rendszer sajátfrekvenciáját: pl. munkahengerre

$$\Delta F = 2A\Delta p = 2AE\frac{\Delta V}{V} = 2AE\frac{\Delta x}{L} \rightarrow s = 2EA/L$$

Példa:  $D/d = 50/32\text{mm}$ ,  $L = 0.3\text{m}$ ,  $E = 1.5\text{GPa}$ ,  $m = 1\text{t}$

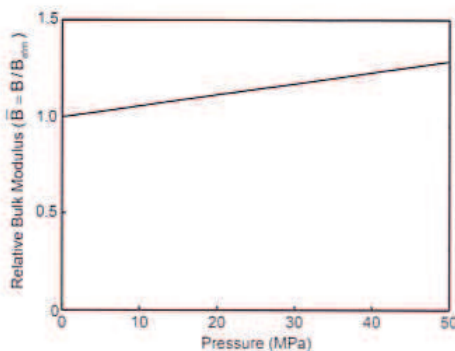
$$s = 2E\frac{A}{L} = 11.6\text{kN/mm} \quad \omega = \sqrt{s/m} = 107.67\text{rad/s} \quad f = 17\text{Hz}$$

Tipikus értékek: ásványi olajok: 1.5 GPa, víz: 2.15 GPa, acél: 200 GPa

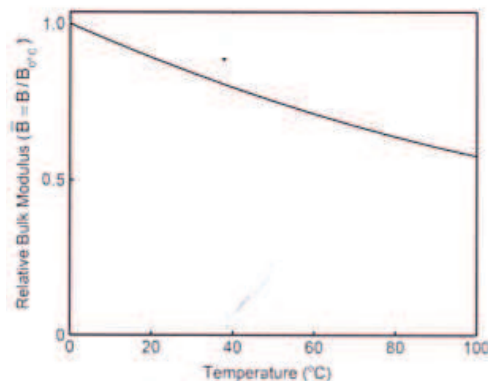


2.5. ábra. Példa: kettős működésű munkahenger

Mind a nyomás, mind a hőmérséklet változásával kis mértékben változik a rugalmassági modulusz, ezt láthatjuk a 2.6 és a 2.7 ábrán.



2.6. ábra. Nyomás hatása



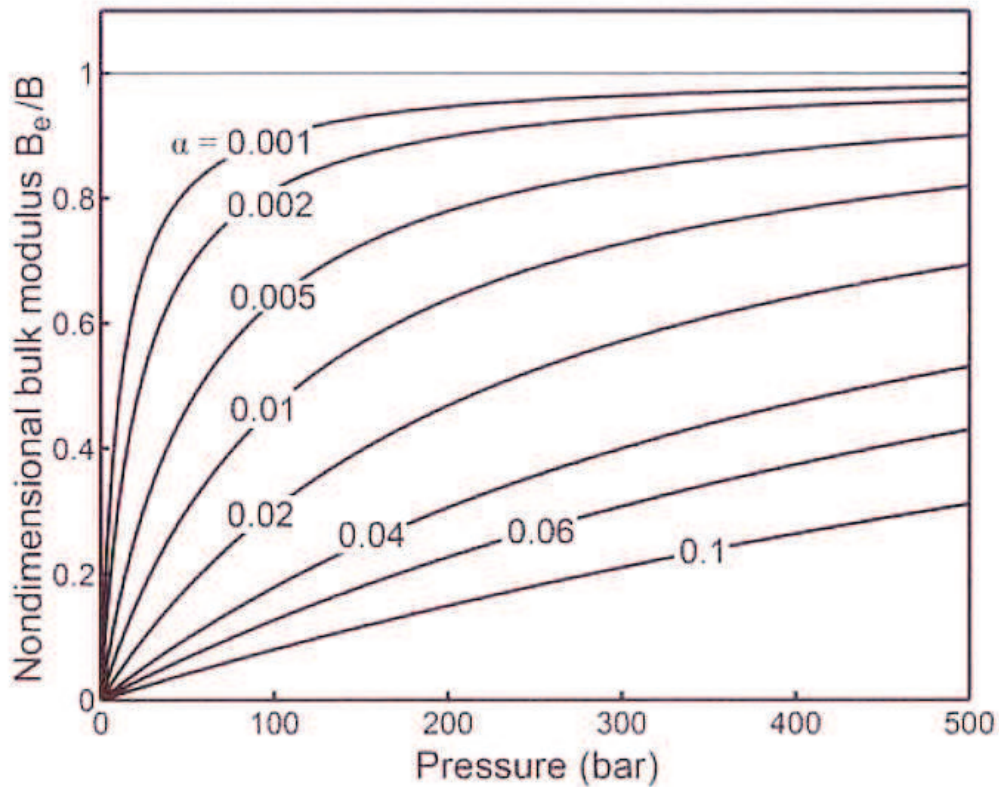
2.7. ábra. Hőmérséklet hatása

A levegő hatása látható a 2.8 ábrán.  $\alpha$ -val van jelölve a levegőtartalom. Látható, hogy már nagyon kicsi levegőtartalom is jelentős hatással van a rugalmassági moduluszra, ezért mindenképpen kerülni kell a habképződést. Levegő belekeveredés ott fordulhat elő, ahol nyitott a rendszer, tehát jellemzően a tartálynál. A legegyszerűbb mód a levegőbekeverés elkerülésének a megfelelő olaj-visszavezetés. Lehetőleg jóval az olajsint alatt kell visszavezetni. A levegőtartalom azért is okozhat probléma, mert az olajból nehezebben szabadul fel a levegő, mint például a vízből. Az levegő a rendszer alacsonyabb nyomású pontjain könnyen felszabadulhat az olajból, így a rendszer több pontján is tud problémákat okozni. A gázok esetében több rugalmassági moduluszt is értelmezünk a peremfeltételeknek megfelelően (izoterm, izentróp,...).

## Viszkozitás

- A viszkozitás, más elnevezéssel a **belső súrlódás** egy gáz vagy folyadék belső ellenállásának mértéke a csúsztató feszültséggel szemben. Így a víz folyékonyabb, kisebb a viszkozitása, míg az étolaj vagy a méz kevésbé folyékony, nagyobb a viszkozitása.





2.8. ábra. Levegőtartalom hatása

- $\tau = \mu \dot{\gamma} = \mu \frac{du}{dy}$ , ahol  $\tau [N/m^2]$  a csúsztatófeszültség (shear stress),  $\mu [Ns/m^2]$  a dinamikai viszkozitás,  $\dot{\gamma}$  a nyírési sebesség (strain rate) (sebességgradiens)
- $\nu = \mu/\rho$  kinematikai viszkozitás,  $[m^2/s]$ ,  $[St]$ , ahol  $1cSt = 1mm^2/s$

$$\nu(t) = \nu_0 e^{\lambda_1(t-t_0) + \lambda_2(t-t_0)^2}, \quad (2.3)$$

ahol

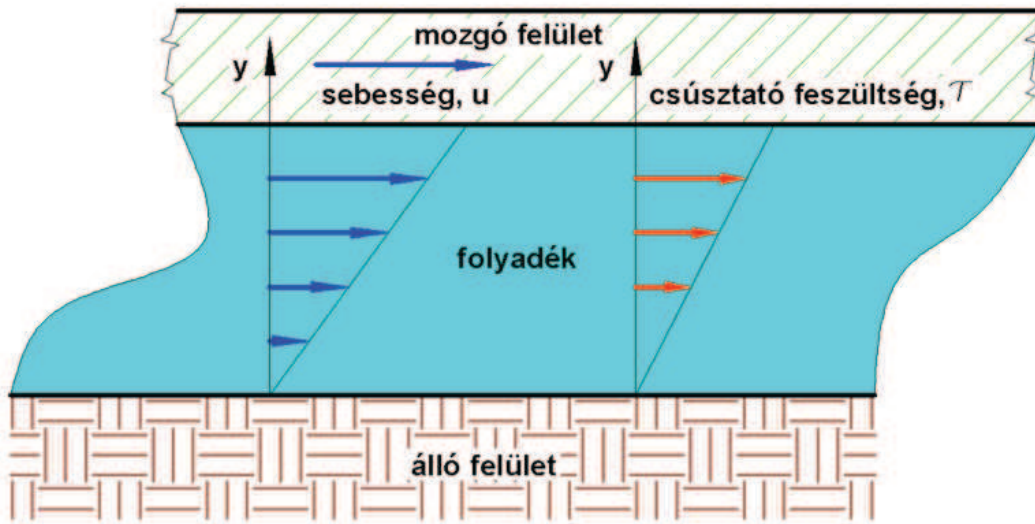
$$\nu_0 = 118 \frac{mm^2}{s}, \lambda_1 = 0.0608 [^{\circ}C^{-1}], \lambda_2 = 3.45 * 10^{-4} [^{\circ}C^{-2}], t_0 = 20 [^{\circ}C]$$

- Newtoni:  $\tau = \mu \dot{\gamma}$  2.10 piros szaggatott grafikon.
- Bingham:  $\dot{\gamma} = (\tau - \tau_0)/\mu$  ha  $\tau > \tau_0$ , különben  $\dot{\gamma} = 0$  (pl. majonéz, fogkrém, erőművi pernye vízzel keverve) 2.10 rózsaszín grafikon.
- Power-law (hatvány függvény):  $\tau = \mu(\dot{\gamma})^n$  (pl. hajzselé) 2.10 kék grafikon.

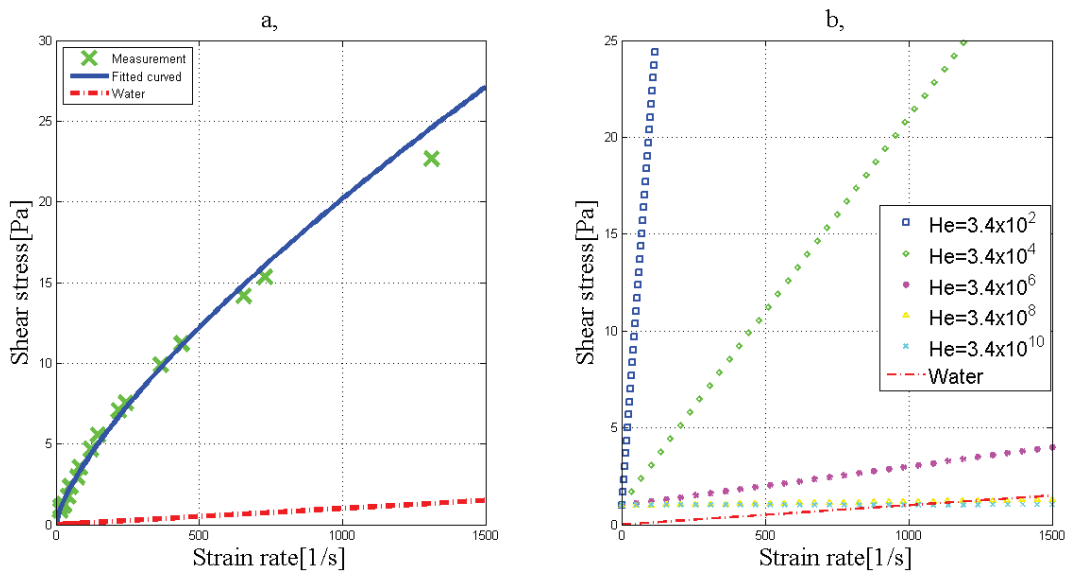
Optimális viszkozitás kiválasztása:

Két, egymásnak ellentmondó szempont: volumetrikus veszteség  $\leftrightarrow$  nyomásesés

- Nagyon magas viszkozitás ( $\nu > 2000 mm^2/s$ ): kavitáció
- Magas viszkozitás ( $\nu > 100 mm^2/s$ ): nagy nyomásesés, kis volumetrikus veszteség
- Kis viszkozitás ( $\nu < 20 mm^2/s$ ): kis nyomásesés, nagy volumetrikus veszteség
- Nagyon kis viszkozitás ( $\nu < 5 mm^2/s$ ): nincs megfelelő kenés



2.9. ábra. Viskozitás értelmezése



2.10. ábra. Reológiai görbék

- **Optimális tartomány:** kb.  $20 \text{ mm}^2/\text{s} < \nu < 50 \text{ mm}^2/\text{s}$

Példák: méz:  $74 \text{ mm}^2/\text{s}$ , víz:  $1 \text{ mm}^2/\text{s}$ , levegő:  $16 \text{ mm}^2/\text{s}$

A gép működése közben (hidegindítástól üzemi hőmérsékletig) akár egy nagyságrendet is változhat a viszkozitás! Például hideg környezetben terepi alkalmazásnál  $-15 \dots 20^\circ\text{C}$  fokról  $+50 \dots 70^\circ\text{C}$  fokos üzemi hőmérsékletre melegszik.

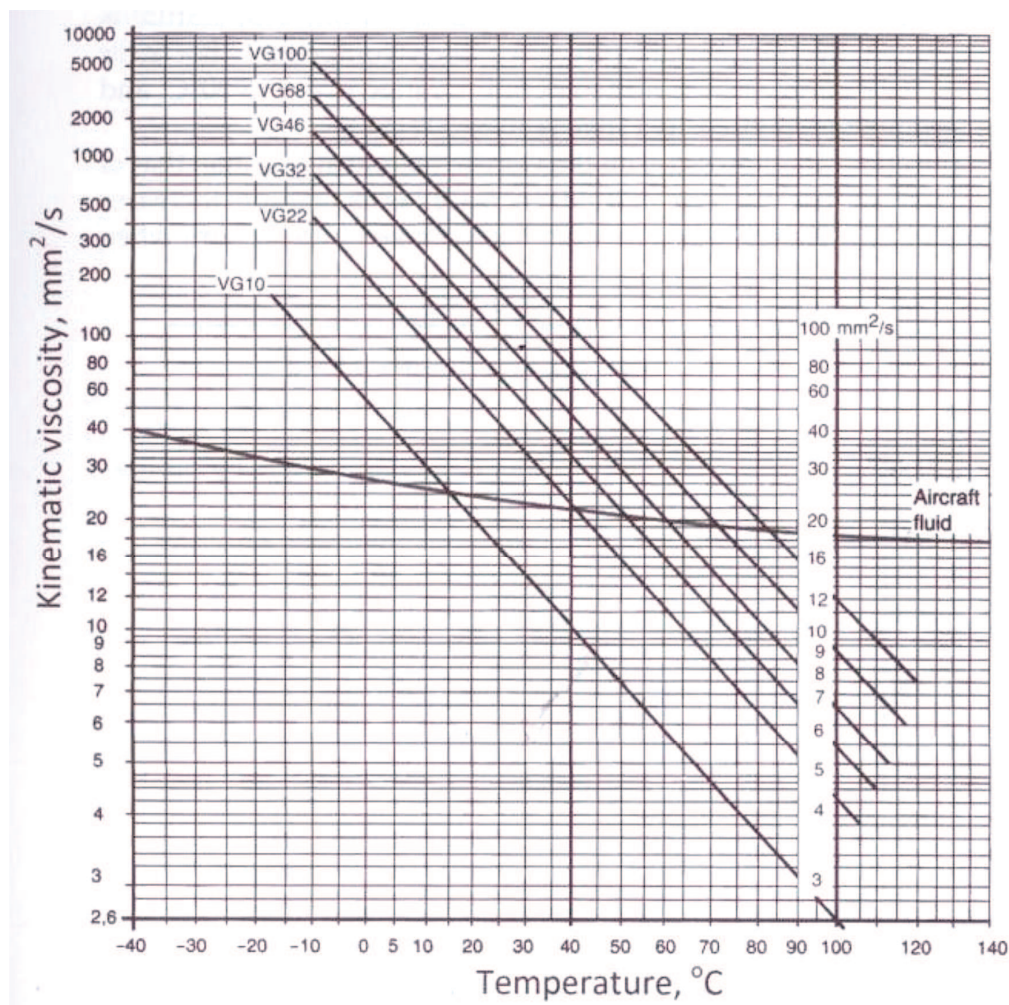
**Az áramlás jellege**

$$Re = \frac{vd}{\mu} \Rightarrow v_h = \frac{Re_h \mu}{d} = \frac{2500 * 2 * 10^{-5}}{d} = \frac{0.05}{d} \quad (2.4)$$

### 2.2.2. Használt munkafolyadékok

Hidrosztatikus berendezések általában háromféle munkafolyadékot alkalmaznak:

1. **Ásványolajok:** A leggyakrabban használt energiaközvetítő folyadék. Különböző minőségek állnak rendelkezésre, főként viszkozitásuk (az  $50^\circ\text{C}$ -on mérttel jellemzik) valamint



2.11. ábra. Viszkozitás változása a hőmérséklet függvényében

adalekölésük különbözik.

- Legjobban elterjedt (k. 90%)
- Relatív olcsó, könnyen elérhető
- Jó kenőképesség, nem korrozív, kompatibilis a legtöbb tömítőanyaggal
- Kémiaileg stabilak a (hidraulikában) szokásos hőmérséklettartományban, de magas hőmérsékleten gyorsan tönkremennek
- Két legnagyobb hátrány: (a) tűzveszélyes és (b) a viszkozitás jelentősen nő nagy nyomásokon
- Tipikus anyagjellemzők:
  - $\nu = 27\text{mm}^2/\text{s}$   $40^\circ\text{C}$  és  $\nu = 4.8\text{mm}^2/\text{s}$   $100^\circ\text{C}$
  - $\rho = 870\text{kg}/\text{m}^3$
  - Olvadáspont/forráspont/lobbanáspont:  $-18^\circ\text{C}/370^\circ\text{C}/210^\circ\text{C}$
  - Telített gőznyomás  $100^\circ\text{C}$ :  $30\text{Pa}$  (abszolút)
- Adalékok:
  - Oxidáció gátlása (az oxigénnel érintkező olajban oldhatatlan, mérgező anyagok képződnek, amik eltömítik a réseket)
  - Korrozio gátlása

- Habképződés akadályozása
- VI javítása
- Súrlódási tulajdonságok módosítása
- Tömítések megdagadásának akadályozása

2. **Szintetikus olajok (szilikonok):** Számos előnyös tulajdonsággal bírnak:

- Szabályozott, előre ismert minőségazonosság.
- Rendkívül jól beállítható anyagjellemzők, viszkozitásuk a gyártás során széles határok között beállítható.
- Hőmérséklet változás hatására kevésbé érzékenyen változik a viszkozitásuk.
- Dermedéspontja igen alacsony (kb.  $-50...60^{\circ}C$ ).
- Lobbanáspontja magas ( $400^{\circ}C$ ). Jó tűz elleni ellenállóképesség (műanyag öntés, fröccsöntés, bányaipar)
- Biológiai jól lebontható.
- Kémiai stabilitás nagy hőmérsékleten is.
- Víztaszító képessége kiváló.
- Habképződésre kevésbé hajlamos

Hátrányuk, hogy rugalmassági moduluszuk kisebb, mint az ásványi olajoké és igen drágák.

3. **Víz ill. vízzel képzett emulziók:**

Előnyök: extrém tűzállóság, nagy rugalmassági modulusz, jó hűtés.

Hátrányok: gyenge kenőképesség és alacsony viszkozitás.

Igen erős oxidáló hatásuk miatt főleg olyan berendezésekben használatosak, amelyek

(a) erősen robbanásveszélyesek,

(b) igen nagy a folyadékigényűek vagy <sup>1</sup>

(c) ahol a környezetvédelem elsődleges szempont (pl. mobil városi alkalmazások).

Hidraulikus gépekhez a gyártó megadja a szükséges olajminőséget és hogy hány üzemóra után kell cserélni. Olajcsere esetén a használt olaj leengedése után a berendezést tiszta olajjal (nem benzinnel vagy petróleummal!) ki kell mosni és az új olajat csak a maróolaj leengedése után szabad betölteni.

---

<sup>1</sup>pl. farostlemez gyártásnál alkalmazott prés munkasztala 2x4 méter és ezt 4 db 500 mm átmérőjű, 1.5 m löketű munkahenger mozgatja (kb 1.2 m<sup>3</sup> folyadékigény).

## 2.3. Hidrosztatikus energiaátalakítók

A hidrosztatikus energiaátalakítók olyan hidraulikus elemek, melyek a mechanikai munkát folyadék munkavégző képességgé (nyomás és/vagy térfogatáram) ill. a folyadék munkavégző képességét mechanikai munkává alakítják. A szivattyút a motortól a munkavégzés iránya különbözteti meg. Közös jellemzőjük, hogy térfogat-kiszorítás elvén működnek, azaz valamilyen változó térfogat nyeli el ill. szorítja ki a munkaközeget. Mivel a motorok és a szivattyúk működési elve azonos, megfelelő kialakítás mellett mindkét irányban üzemeltethetők.

Csoportosításuk

- Szivattyúk

- állandó geometriai folyadékszállítás ( $V_g$ ):

- \* fogaskerék
- \* csúszólapátos
- \* radiáldugattyús
- \* axiáldugattyús
- \* csavar

- változtatható geometriai folyadékszállítás ( $V_g$ ):

- \* csúszólapátos
- \* radiáldugattyús
- \* axiáldugattyús

- Motorok

- forgómozgás

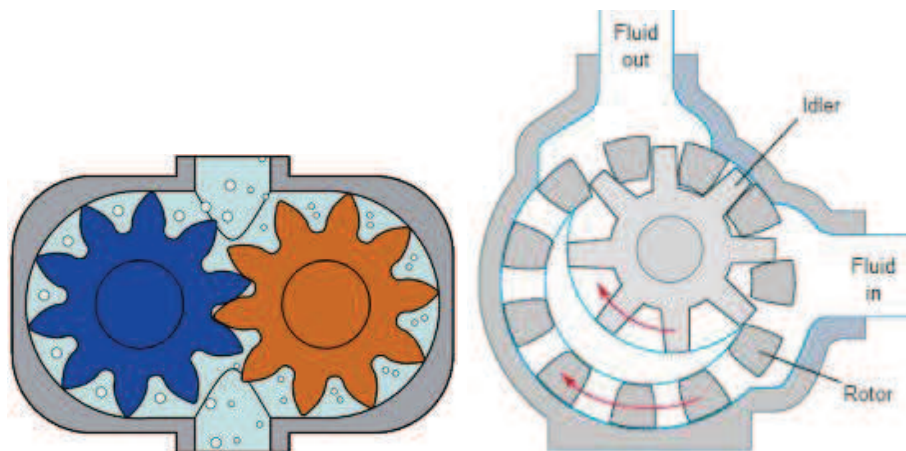
- \* fogaskerék
- \* radiáldugattyús
- \* axiáldugattyús
- \* lassújárású

- korlátozott szögelfordulású, ún. lengőmotorok

- egyenesvonalú mozgás (munkahengerek)

### 2.3.1. Forgó energiaátalakítók (szivattyúk és motorok)

**Fogaskerékszivattyúk** A fogaskerekes energiaátalakítók talán a legelterjedtebb és a legolcsóbb szivattyúk. Létezik külső és belső fogazású is. A 2.12 látható egy példa belső fogazású fogaskerék szivattyúra.



2.12. ábra. Belsőfogazású (bal oldal) és külsőfogazású (jobb oldal) fogaskerékszivattyú.

Jellemzőik:

- A veszteségek és a hatásfok szempontjából fontos a kapcsolódás tökéletessége, azaz a fogaskerekek és a ház között oldalirányú ill. a fogfejek és a ház közötti illeszkedési játék. Túl nagy illeszkedési játék esetén csekély a sűrűlódás, de nagyok a veszteségek. Ellenkező esetben a veszteségek nagyok és a kopások miatt idővel megnő a volumetrikus veszteség.
- Korszerű fogaskerekes energiaátalakítóknál hidrosztatikus axiális réskiegyenlítést alkalmaznak. Ilyenkor a zárófej és a csapágytömbök közötti résbe vezetik a nyomott oldalt és így a játék a mindenkori terheléshez igazodik.
- Teljesítménysűrűségük igen kedvező, élettartamuk rosszabb, mint a dugattyús típusoké, a zajszintjük magasabb, folyadék szállításuk viszont egyenletesebb.
- A belső fogazású mindenben jobb, mint a külső.
- Nincs állítható kivitel.
- Réskiegyenlítés
- Motorként üzemeltetve ügyelni kell a kifolyóági nyomásra, mert különösen a réskiegyenlített típusok erre érzékenyek,  $p_{max,ki} = 0.1 - 0.2p_b$ , de max. 5 bar.

**Csavorszivattyú** Csak szivattyú kivitelben létezik. Két nagy előnye van: a folyadék szállítás egyenletes és szinte zajtalan.

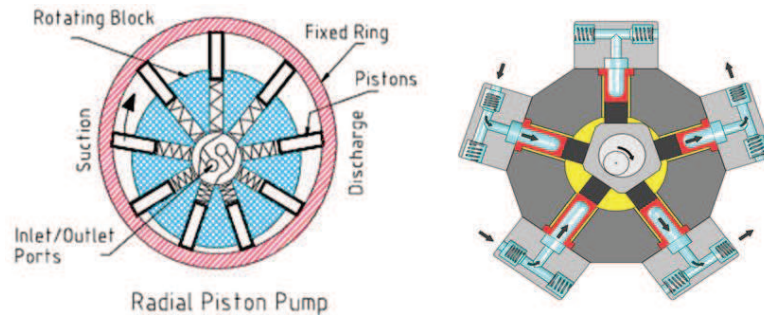
**Csúszólapátos energiaátalakítók** A munkateret az állórész, a forgórész és a vezetékben csúszó éles, egymással szembefordított lapátok képezik. Létezik egyszeres- és kétszeres működésű. A kétszeres működés előnye, hogy nagyobb a folyadék szállítás és kiegyenlített a nyomásból származó radiális erő.

- A sok súrlódó felület miatt jelentős a kopás, rövidebb az élettartam és érzékeny a szennyeződésekre.
- Zajszintje kicsit nagyobb, mint a csavorszivattyúé. Ára kedvező, a résveszteségek magasak.

- Motorként nagyon ritkán alkalmazzák.
- Létezik változtatható  $V_g$ -vel rendelkező kivitel is.

Magyarozó ábrák: egyszeres működtetésű, változtatható  $V_g$  és kétszeres működésű, konstans  $V_g$ .

### Radiáldugattyús energiaátalakítók

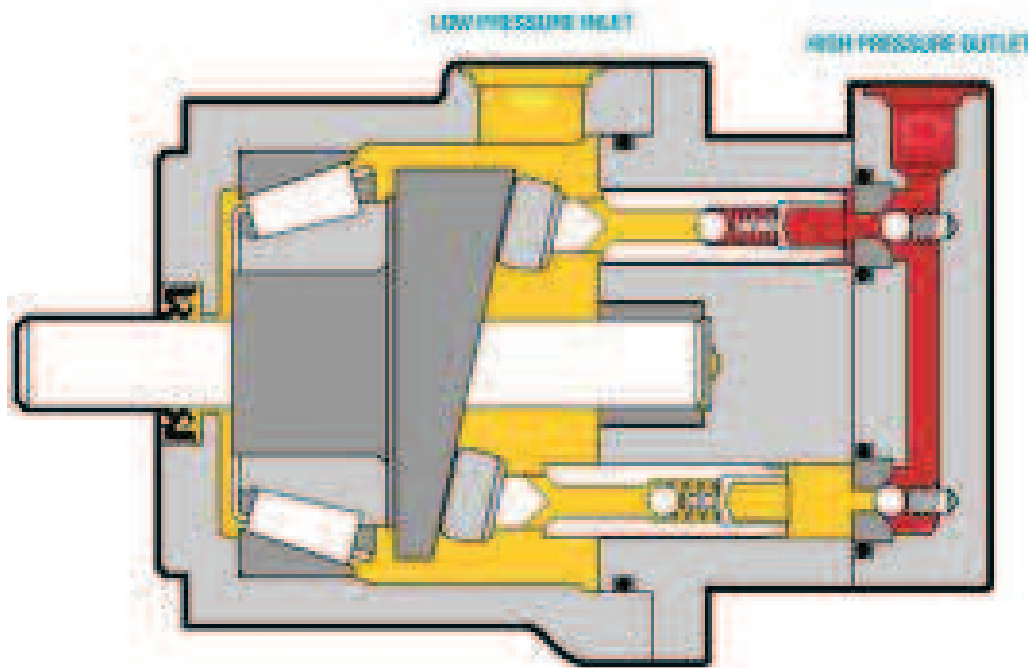


2.13. ábra. Radiáldugattyús szivattyú

Jól megmunkálható zárófelületek miatt igen jó a hatásfoka. Élettartama nagy, a zajszint aránylag magas. Szennyeződésre kevésbé érzékeny. Hidromotorként főként ott kiváló, ahol kis fordulatszámra van szükség. Létezik változtatható  $V_g$ -vel is.

### Axiáldugattyús energiaátalakítók

#### Ferdetárcsás kivitel



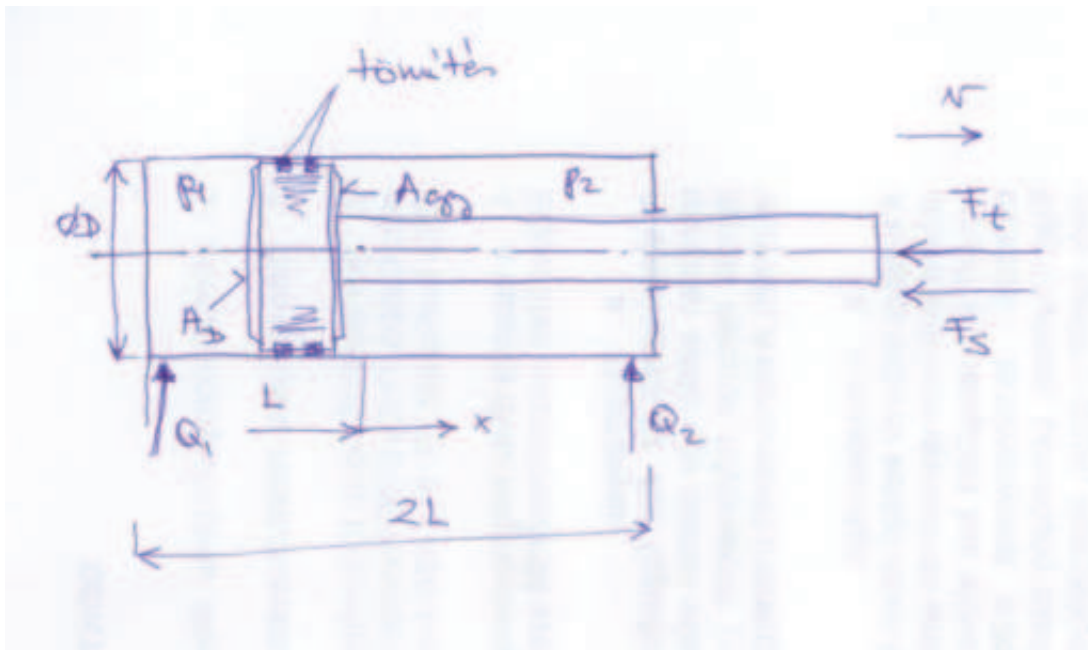
2.14. ábra. Ferdetárcsás energiaátalakító

Ferdetárcsás kivitel esetén a dugattyúkat a csúszósaruk a ferde vezérlőtárcsán tartják, ezért azok ki-be mozognak a hengertömbben. A hengertömb, a dugattyúk és a csúszósaruk együtt forognak a tengellyel, a vezérlőtárcsa áll. Magyarozó ábra hiányzó ábra. Magyarozó ábra: axiáldugattyús szivattyú, állandó  $V_g$ , axiáldugattyús szivattyú, változtatható  $V_g$ .

**Ferdetengelyű** kivitel esetén a hajtótengely a dugattyúrudakon keresztül csuklós kapcsolatban van a dugattyúkkal és a hengertömbbel.

### 2.3.2. Munkahengerek

A munkahengereket a hidraulikában szokás *lineáris motornak* is nevezni. Egy tipikus egyszeres működésű munkahengere látható a 2.15. ábrán.



2.15. ábra. Munkahenger

Gyakran használt és fontos jellemzője egy munkahengernek a *mechanikai hatásfok*, melynek definíciója:

$$\eta_m = \frac{F_t}{F_t + F_s} \quad (2.5)$$

Látható, hogy valóban hatásfok-jellegű mennyiségről beszélünk, mert itt is a hasznos erőt hasonlítjuk a befektetés oldalán megjelenő erőhöz.

#### Statikus méretezés

Először vezessük be az átmérőviszonyt:

$$\varphi = \frac{A_D}{A_{gy}} \quad (2.6)$$

Az átmérőviszony tipikus szabványos értékei: 1.25; 1.4; 1.6; 2. Ezzel a statikus erőegyensúly a dugattyúra:

$$p_1 A_D - p_2 A_{gy} - F_s - F_t = 0 \quad (2.7)$$

Felhasználva a 2.5 és a 2.6 összefüggéseket:

$$A_D \left( p_1 - \frac{p_2}{\varphi} \right) - \frac{F_t}{\eta_m} = 0 \quad (2.8)$$

Ezt az egyenletet használjuk munkahengerek statikus ellenőrzéséhez. Amint az látható, a henger által kifejtett erő ( $F_t$ ) *nem függ a mozgás sebességétől*. A munkahenger folyadéknyelése pedig



$$Q = Q_e \eta_v = \begin{cases} A_D v \eta_v & \text{ha } v > 0 \text{ és} \\ A_{gy} v \eta_v & \text{ha } v < 0 \end{cases} \quad (2.9)$$

pedig *nem függ a henger terhelésétől.*

### Ellenőrzés kihajlásra

TODO, ld. mechanika

### Dinamikus viselkedés modellezése

Számítógépes szimulációt használunk, ha a munkahengert nem állandósult állapotban vizsgáljuk, vagy a terhelés időben változó. Amennyiben szabályozást használunk egy munkahengerhez, figyelembe kell venni a dinamikus viselkedést. Mint látni fogjuk, a dinamikus modellre felírt egyenletrendszer nem oldható meg analitikusan.

A dugattyúra felírt Newton-i mozgásegyenlet:

$$m\ddot{x} = p_1 A_D - p_2 A_{gy} - F_t(t) - F_s \quad (2.10)$$

#### Nyomásdinamika

A hengertérben tartózkodó folyadék tömeg időbeli megváltozása kétféle felírással: Első felírás:

$$\frac{d}{dt}(m_1) = \rho_1 Q_1 \quad (2.11)$$

Második felírás:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(m_1) &= \frac{d}{dt}(\rho_1 V_1) = \rho_1 \frac{dV_1}{dt} + V_1 \frac{d\rho_1}{dt} = \rho_1 \frac{d}{dt}[A_D(L_0 + x)] + V_1 \frac{d}{dt}(\rho_1(p(t))) = \\ &= \rho_1 A_D v + V_1 \frac{d\rho_1}{dp_1} \frac{dp_1}{dt} = \rho_1 A_D v + V_1 \frac{\rho_1}{E} \frac{dp_1}{dt} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Ahol felhasználtuk, hogy

$$\left. \frac{dp}{d\rho} \right|_{\text{izentropikus}} = a^2 = \frac{E}{\rho}$$

A kétféle felírás jobb oldalait egyenlővé téve adódik:

$$\begin{aligned} \rho_1 Q_1 &= \rho_1 A_D v + V_1 \frac{\rho_1}{E} \frac{dp_1}{dt} \\ Q_1 &= A_D v + V_1 \frac{1}{E} \frac{dp_1}{dt} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Átrendezve, és felhasználva, hogy  $V = A_D(L_0 + x)$ :

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{A_D(L_0 + x)}(Q_1 - A_D v) \quad (2.14)$$

Hasonló egyenlet vezethető le a munkahenger másik folyadékterére is:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{A_{gy}(L_0 - x)}(Q_2 + A_{gy} v) \quad (2.15)$$

A két egyenlet közötti eltérések: A dugattyú teljes felülete helyett itt csak egy gyűrű felületre hat a nyomás. Az előjelek azért változnak, mert a munkahenger adott irányba történő mozgásakor a dugattyú egyik oldalán lévő térfogat nő, a másik oldali csökken.

Hozzávéve a Newton-i mozgásegyenlet (2.10 egyenlet) átrendezett formáját:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m}(p_1 A_D - p_2 A_{gy} - F_t(t) - F_s) \quad (2.16)$$

Látható, hogy a három egyenlet alkotta egyenletrendszerben összefüggnek az egyenletek, ezért csak numerikusan integrálás után kapjuk meg a keresett függvényeket:  $x(t)$ ,  $v(t)$ ,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  és  $F_t(x, v, t)$ .

## 2.4. Irányítóelemek

### 2.4.1. Bevezetés

Az irányítóelemek feladata, hogy a munkavégző folyadék üzemi paramétereit (nyomását és térfogatáramát) irányítsák. Ezen feladat célja szerint megkülönböztetjük a következő típusokat:

- Nyomásirányítók
  - Nyomáshatároló
  - Nyomáscsökkentő
  - Nyomáskülönbség-állandósító
  - Nyomásarány-állandósító
  - Nyomáskapcsolók (nyomás le- és nyomás rákapcsoló)
- Áramirányítók
  - Visszacsapó szelep, fojtó-visszacsapó szelep
  - Fojtó
  - Finomfojtó
  - Térfogatáram-állandósító
- Útváltók
  - Relé szelep
  - Arányos szelep
  - Szervószelep

Ezek mindegyike létezik direkt- és elővezérelt változatban. Az elővezérlő fokozat egy erősítőfokozatot jelent, amivel az adott elem üzemi tulajdonságait javíthatjuk (pl. átfolyási veszteségek csökkentése).

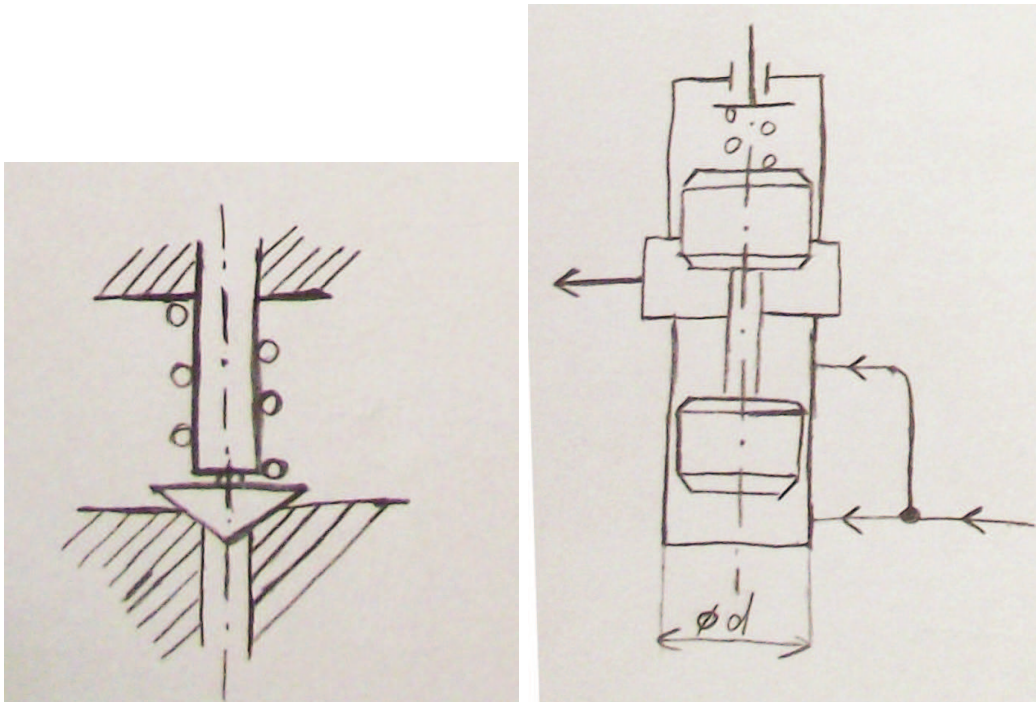
*Felépítésük szerint* az irányítóelemeket két alapvető szerkezeti kialakítás jellemzi, az üléses és a tolattyús. **Üléses** kivételnél a zárótest lehet kúp, gömb vagy tányér alakú. Vonalmenti tömítést valósít meg, tehát gyakorlatilag nincs szivárgás. Előnye, hogy egyszerű a felépítése, emiatt olcsón gyártható. Hátránya, hogy csak egyszerűbb feladatokra használható. **Tolattyús** esetben az átáramlási keresztmetszetet vagy körbeesztergálással vagy radiális furattal/furatokkal alakítják ki. A tömítés felületmenti, ami rosszabb, mint a vonalmenti. Felépítése bonyolultabb, mint az üléses szelepé, ezért drágább is a gyártása. Azonban az üléses szeleppel ellentétben bonyolultabb feladatokra is használható.

*Méret és működés szerint* megkülönböztetünk **direkt vezérlésű** szelepeket, ezeket alacsony teljesítmény esetén használjuk, ill. **elővezérelt fokozattal ellátott** szelepeket, ezeket nagyobb teljesítmény esetén használjuk. Az elővezérlő fokozat egy gyakorlatilag egy hidraulikus erősítő, mely kis mérete miatt gyors válasszal (kis időkésséssel) képes a főtolattyút irányítani.

### 2.4.2. Nyomásirányítók

A nyomásirányító készülékek a munkafolyadék nyomását tartják állandó értéken. Az egyes nyomásirányítókat az különbözteti meg egymástól, hogy milyen nyomást, nyomáskülönbséget ill. nyomásviszonyt tartanak állandó értéken. Így megkülönböztetünk:

- Nyomáshatároló: bemeneten mért nyomás állandó értéken tartása.



2.16. ábra. Bal oldal: ülékes kivitelű szelep. Jobb oldal: tolattyús kivitelű szelep

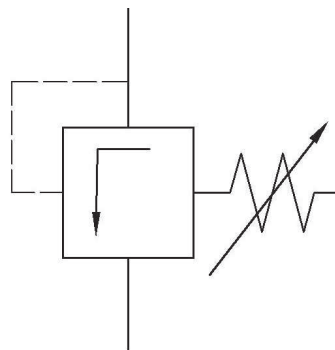
- Nyomáscsökkentő: Kimeneten mért nyomás állandó értéken tartása.
- Nyomáskülönbség-állandósító: két ponton mért nyomás különbségének állandó értéken tartása.
- Nyomásarány-állandósító: két ponton mért nyomás hányadosának állandó értéken tartása.

### Nyomáshatároló szelepek

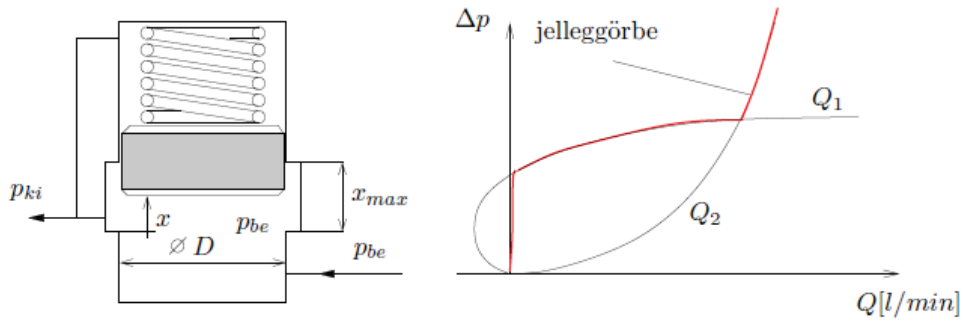
A 2.18 ábrán a direkt vezérlésű nyomáshatároló szelep működési vázлата látható. a  $p_{be}$  nyomás a szeleptestet az *előfeszített* rugó ellenében felfelé mozgatja. A nyitás után a folyadék visszafolyik a tartályba. A jelleggörbe három részből áll: (a) zárt állapot ( $x < 0$ )

(b) részben nyitott állapot ( $0 \leq x < v_{max}$ )

(c) teljesen nyitott állapot ( $x \geq x_{max}$ ). Az utolsó állapotban a nyomáshatároló már egyszerű állandó keresztmetszetű fojtóként viselkedik.



2.17. ábra. Nyomáshatároló szelep sematikus ábrája



2.18. ábra. Nyomáshatároló szelep működési vázlata és jelleggörbéje

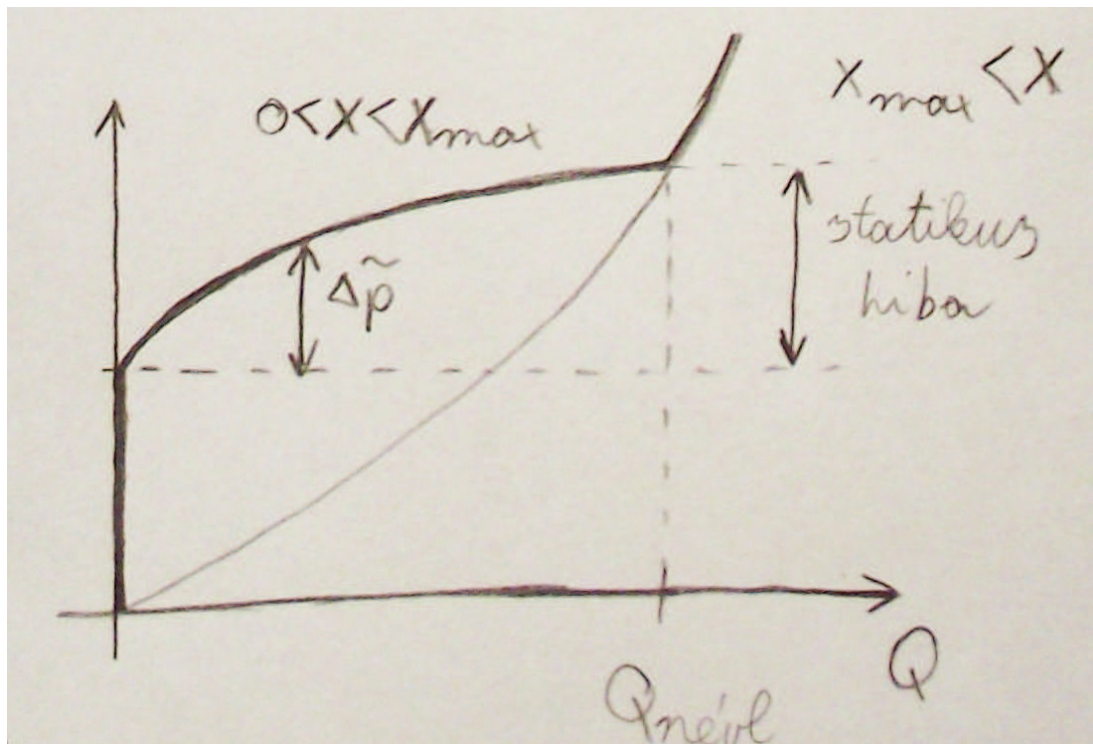
Nyomáshatároló szelep statikus erőegyensúlya:

$$\Delta p A = s(x + x_0) \quad (2.17)$$

Az átfolyó tömegáram:

$$Q = c_d A_{ki}(x) v_{ki} = c_d D \pi x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.18)$$

Ahol  $c_d$  átfolyási tényező ( $\sim 0.8$ ).



2.19. ábra. Nyomáshatároló szelep elméleti jelleggörbéje

Az elméleti jelleggörbe a 2.19 ábrán látható. A valós jelleggörbét a 2.19 egyenlet jellemzi.

$$Q = c_d D \pi \left( \frac{\Delta p A}{s} - x_0 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.19)$$

A következőt felhasználva:

$$Q = \begin{cases} 0, & \text{ha } \Delta p < \Delta p_{nyit}; \quad x < 0 \\ c_d D \pi \left( \frac{\Delta p A}{s} - x_0 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, & \text{ha } 0 < x < x_{max} \\ c_d D \pi x_{max} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, & \text{ha } x_{max} < x \end{cases}$$

$$\Delta p = \Delta p_{nyit} + \Delta \tilde{p}$$

A jelleggörbe egyenlete

$$Q(\Delta \tilde{p}) = c_d D \pi \left( \frac{\Delta \tilde{p} A}{s} + \frac{\Delta p_{nyit} A}{s} - x_0 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta \tilde{p} + \Delta p_{nyit})}$$

A jelleggörbe meredeksége

$$\frac{dQ}{d\Delta \tilde{p}} = c_d D \pi \frac{A}{s} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{d}{d\Delta \tilde{p}} \left[ \Delta \tilde{p} \sqrt{\Delta \tilde{p} + \Delta p_{nyit}} \right] \quad (2.20)$$

A 2.20 egyenletben csak a következő paramétereket tudjuk befolyásolni:  $D$ ,  $A = \frac{D^2 \pi}{4}$ ,  $s$ . Így a jelleggörbe meredeksége

$$\sim \frac{4s}{D^2 \pi} \frac{1}{D} \sim \frac{s}{D^3}$$

A cél, hogy a jelleggörbe minél laposabb legyen, tehát a meredekség csökkentése. Tehát látható, hogy kétféleképpen befolyásolhatjuk a jelleggörbe meredekségét. Amennyiben nagyobb átmérőt alkalmazunk, nő az átáramlási keresztmetszet, de a konstrukció mérete is nő. Ha lágyabb rugót használunk, akkor az  $s$  rugómerevséget csökkentjük, emiatt csökkenne a  $p_{nyit}$  nyitónyomás is. Ez  $x_0$  előfeszítés növelésével kompenzálható, ami szintén a konstrukció méretének növekedését eredményezi.

Az elővezérelt nyomáshatároló szelepnél az elővezérlő fokozattal (angolul pilot) állítható be a nyitónyomás. Az elővezérlő fokozatban egy nagy rugómerevségű rugó található, amivel pontosan beállítható a nyitónyomás, azonban itt kicsi az átáramlási keresztmetszet. Amennyiben a rendszernyomás eléri a nyitónyomást, az elővezérlő fokozat kinyit, és a tolattyúnál található lágyabb rugót is tartalmazó térrészből elkezd kifelé áramlani a munkafolyadék. Az áramlás és a fojtáson eső nyomásveszteség miatt ebben a térrészben lecsökken a nyomás. A tolattyú erőjátéka megváltozik, a tolattyú másik végére ható rendszernyomásból származó erő nagyobb lesz, mint az imént említett lecsökkent nyomásból és a lágyabb rugó által kifejtett erőből eredő erő. A tolattyú elmozdul, megnyitva ezzel az átáramlási keresztmetszetet, és így leengedi a munkafolyadékot a rendszerből. Fontos kiemelni, hogy a folyadéknak csak nagyon kis része távozik az elővezérlő fokozaton keresztül, a folyadék döntően a tolattyú által szabályozott keresztmetszeten áramlik át. Előnye, hogy kisebb, mint egy ugyanakkora kapacitású elővezérlés nélküli nyomáshatároló szelep. Hátránya, hogy hajlamosabb a meghibásodásra. Ennek fő oka, hogy több alkatrészből áll, illetve érzékenyebb a szennyeződésekre. (A fojtás furatának jellemző átmérője 0.3 - 0.5 mm.) Éppen emiatt biztonságkritikus alkalmazásoknál nem használjuk (pl. atomreaktor, földgázrendszer esetén).

#### *Nyomáshatároló szelep méretezése/kiválasztása*

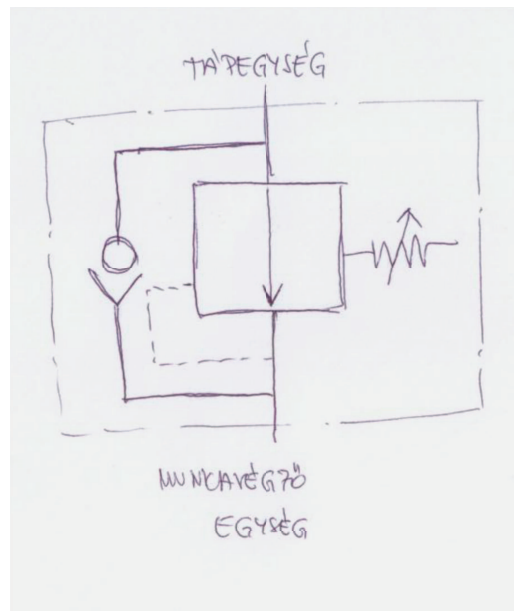
A kiválasztás alapja, hogy teljesüljön a következő feltétel:  $Q_{nvl} > Q_{sziv}$ . Egy szivattyút és egy nyomáshatároló szelepet együtt hidraulikus tápegységnek hívunk. A hidraulikus rendszerknél nagyon fontos, hogy a nyomás ne emelkedjen a megengedett nyomás fölé. A szivattyúknál korábban megismert jelleggörbe alapján is elmondható, hogy a szivattyúk igen érzéketlenek az ellennyomásra, jelentősen nem csökken a szállított térfogatáram az ellennyomás növekedésével. Tehát ha csökken a rendszer folyadéknyelése, a szivattyú szinte változatlan térfogatáramot

szállítva igen hamar meg tudja növelni a rendszerben a nyomást. Ha bármilyen okból a megnőne a rendszernyomás, a nyomáshatároló nem engedi, hogy a rendszerben a megadott nyomást túllépje. Tehát elengedhetetlen nyomáshatároló szelep alkalmazása, mind életvédelmi, mind rendszerbiztonsági szempontból.

#### Nyomáscsökkentő szelep

A nyomáscsökkentő szelep felépítése nagyon hasonló a nyomáshatároló szelepéhez, azonban itt a szelep *kimenő oldalán* lévő nyomást szabályozza a szelep (ld. szaggatott bekötés). A szelep *alaphelyzetben nyitott* és a kimenő oldalán lévő nyomás növekedésével kezd el zárni. A visszacsapó szelep akkor nyit, ha a kimenőoldali nyomás a bemenő nyomás fölé nő (pl. munkahenger terhelésnövekedés miatt), ez esetben természetesen a tápegység oldalon kell a nyomáshatárolósról gondoskodni.

Nyomáscsökkentő szelepet például akkor használunk, ha a rendszer egyik kisebb egységének kisebb nyomásra van szüksége, mint a rendszernyomás. Például egy általános 5-6 baros rendszer van kiépítve az épületben, de az egyik munkahengerhez csak 2 bar nyomásra van szükségünk. Ilyen esetben is használhat nyomáscsökkentő szelep.



2.20. ábra. Nyomáscsökkentő szelep

### 2.4.3. Áramirányítók

#### Egyszerű fojtások

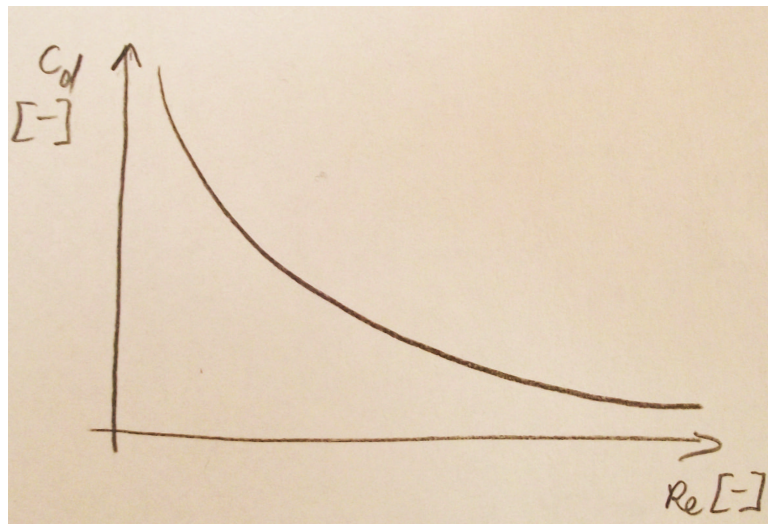
- Viskozitástól és nyomástól függő térfogatáram
- Például: fojtó-visszacsapó szelep

#### Finomfojtók

A finomfojtók és az egyszerű fojtók felépítését a ?? egyenlet írja le. a 2.22 ábra mutatja. A fojtókat A különbséget az adja, hogy a finomfojtók esetében rövid az a szakasz, ahol leszűkül a keresztmetszet. Emiatt itt igen turbulens áramlás keletkezik.

$$Q = c_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.21)$$

Ahol  $A(x)$  és  $c_d(Re)$ .



2.21. ábra. Átfolyási tényező a Reynolds-szám függvényében

A turbulens áramlás miatt létrejövő magas Reynolds-szám tartományban a  $c_d$  átfolyási tényező értéke már gyakorlatilag nem változik. Emiatt a finomfojtók viselkedését nem befolyásolja a közeg viszkozitása.

- Éles peremek miatt turbulens áramlás
- Viskozitásfüggetlen működés
- Finomabb állítási lehetőség

#### Térfogatáram-állandósító

A 2.23 ábrán látható egy térfogatáram-állandósító szelep működését bemutató vázlat.

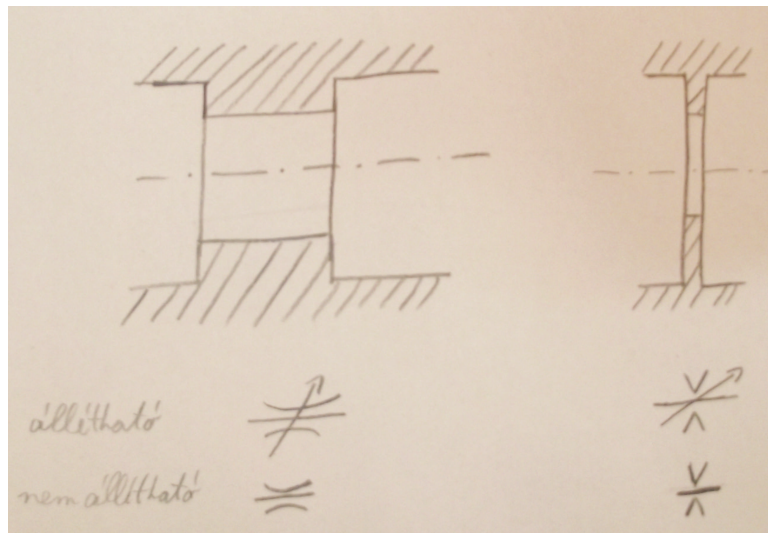
A működése a következő:

Ha  $p_1$  megnő  $\rightarrow Q$  térfogatáram nő  $\rightarrow p_3$  csökken, mert a fojtáson nagyobb térfogatáram mellett nagyobb nyomásesés jelentkezik  $\rightarrow (p_2 - p_3)$  nő  $\rightarrow$  a tolattyú elmozdul felfelé  $\rightarrow A(x)$  csökken  $\rightarrow Q$  térfogatáram csökken.

#### Fojtók és térfogatáram-állandósítók összehasonlítása

A 2.24 ábrán láthatóak a fentebb említett szelepek jelleggörbéi. Az egyszerű fojtó jelleggör-





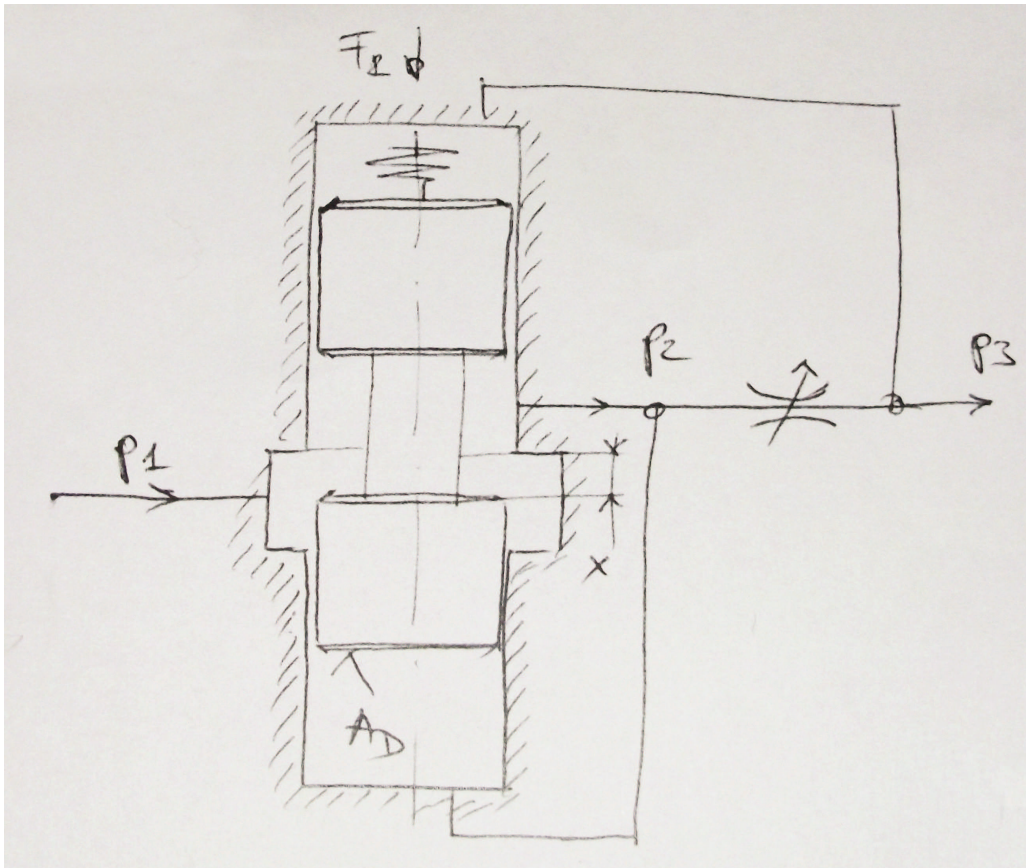
2.22. ábra. Fojtások felépítése és rajzi jelük

béje függ a közeg viszkozitásától, és az átáramló keresztmetszettől. A finomfojtóban létrehozott turbulens áramlás miatt már a jelleggörbe független a közeg viszkozitásától.

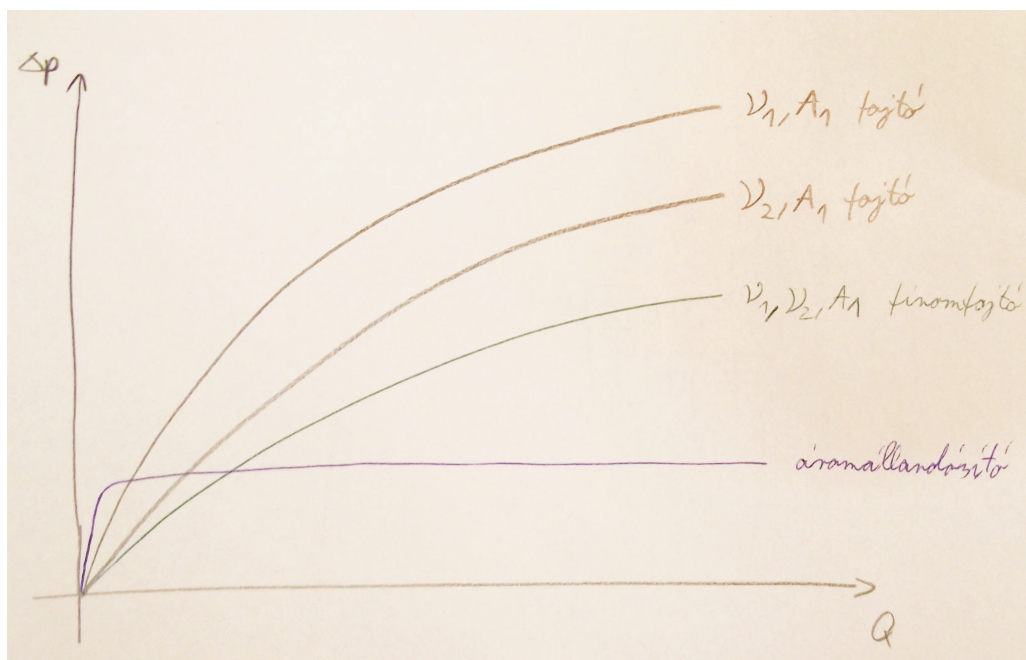
### Visszacsapó szelepek

Általában üléses kivitel, erre utal a sematikus rajzjele is.

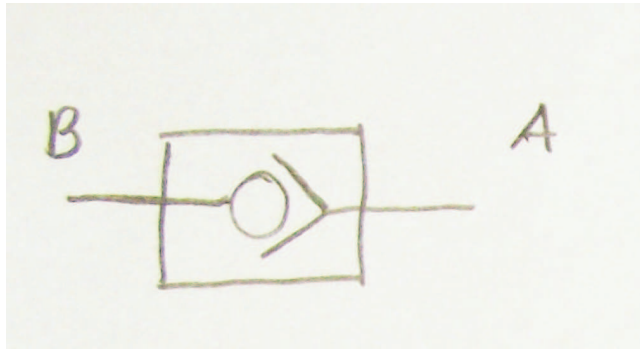
- Egyszerű kivitel: Egy zárótest ül fel az ülésre úgy, hogy el tudjon mozdulni. Ha B oldalon nagyobb a nyomás, mint A oldalon, akkor a nyomáskülönbség rászorítja a zárótestet az ülésre, és nem engedi a folyadékot áramlani. Ha A oldalon nagyobb a nyomás, akkor a nyomáskülönbség elmozdítja a zárótestet az üléről, így a folyadék közel akadálytalanul tud áramlani. A visszacsapó szelep analóg az elektronikában ismert egyenirányító diódával.
- Vezérelt visszacsapó szelep: Az egyszerű kivitelétől csak annyiban tér el, hogy az ábrán X-el jelölt vezérlő ágban a nyomást növelve nyitható a visszacsapó szelep zárási irányban is.
- Kettős visszacsapó szelep: Két párhuzamosan kapcsolt visszacsapó szelepből áll, amik vezérlő ágai egymáshoz vannak kapcsolva a 2.27 ábra szerint.



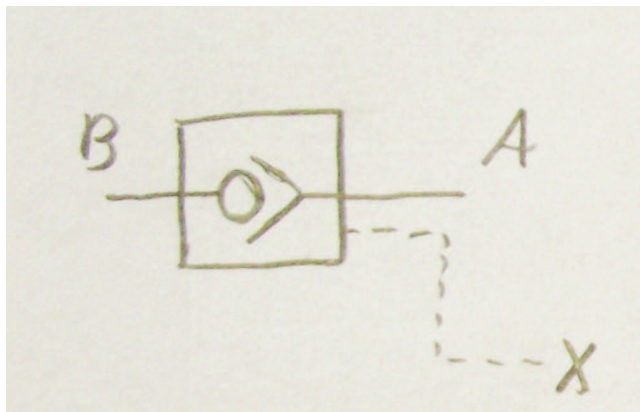
2.23. ábra. Térfogatáram-állandósító működési vázlatja. Bemenő (tápegység) oldal:  $p_1$ , kimenő oldal (pl. munkahenger):  $p_2$ .



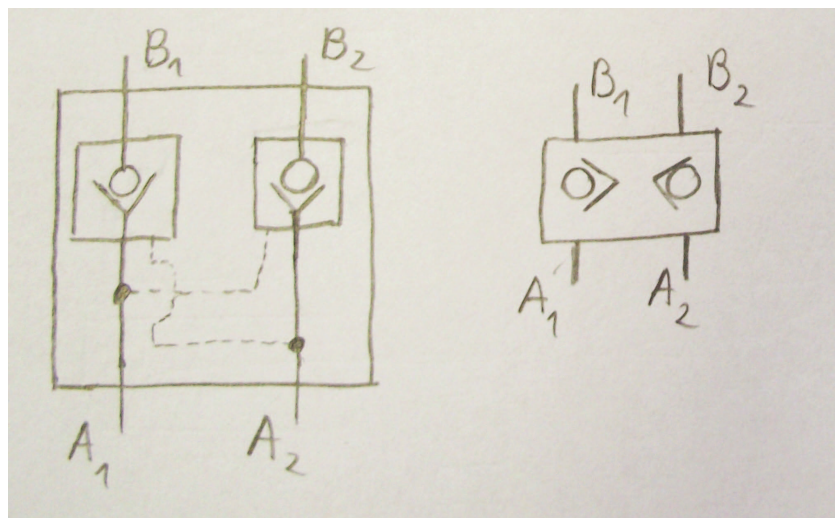
2.24. ábra. Jelleggörbék



2.25. ábra. Egyszerű visszacsapó szelep

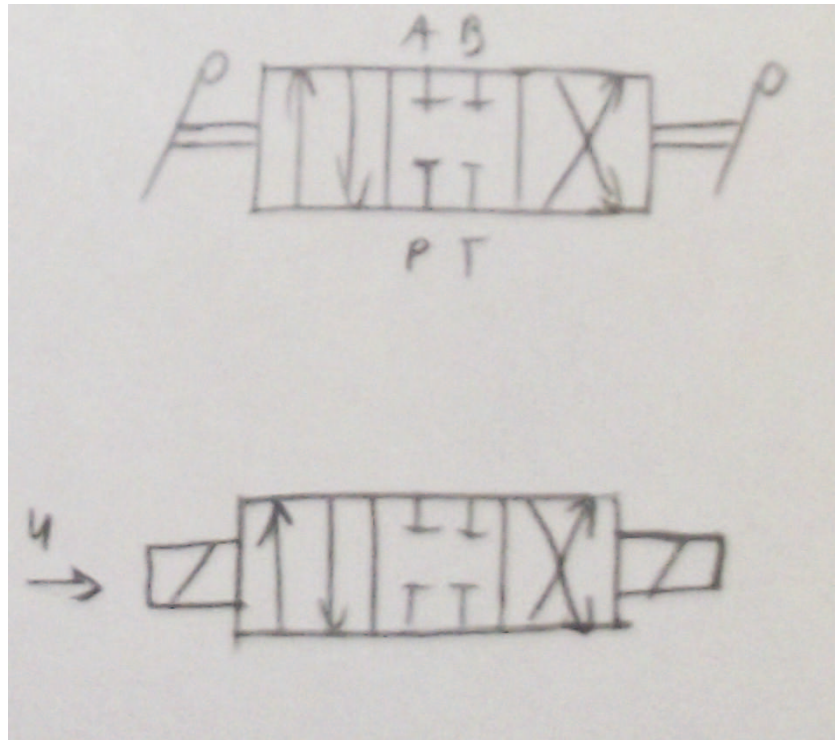


2.26. ábra. Vezérelt visszacsapó szelep



2.27. ábra. Kettős visszacsapó szelep

### 2.4.4. Útváltók



2.28. ábra. Felül: relé szelep, alul: arányos szelep

#### Relé szelep

Csak végállapotokba kapcsolható. Előnye, hogy egyszerű és olcsó.

#### Arányos szelep (proportional)

A szelep tolattyúját arányos mágnes mozgatja. Az arányos mágnes jellemzője, hogy a rákapcsolt feszültségjellel arányos a létrehozott mágneses tér erőssége. Ezáltal lehetővé teszi, hogy a tolattyút közttes állapotokba is beállíthassuk, ne csak a végállapotokba. Hátránya, hogy drágább a relé szelepnél.

#### Túlfedés

##### *Negatív túlfedés*

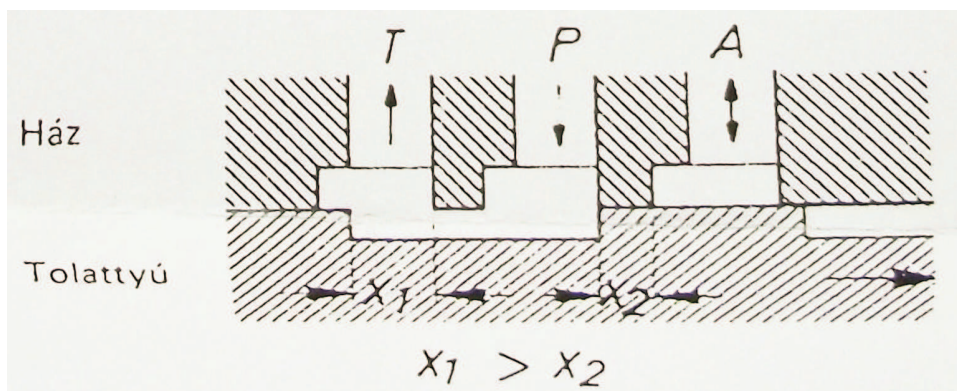
A tolattyúnak van olyan állapota, amikor a tápnyomás rá van kötve a tartályra is, és a kimenetre is. Ez a kialakítás lágyabb váltást tesz lehetővé, mert nem okoz a váltás olyan hirtelen nyomásnövekedést, egyenletesebb a nyomás felépülése. Hátránya, hogy ha a kimenetre egy munkahenger van kapcsolva, akkor váltás közben bizonytalan lesz a munkahenger mozgása.

##### *Pozitív túlfedés*

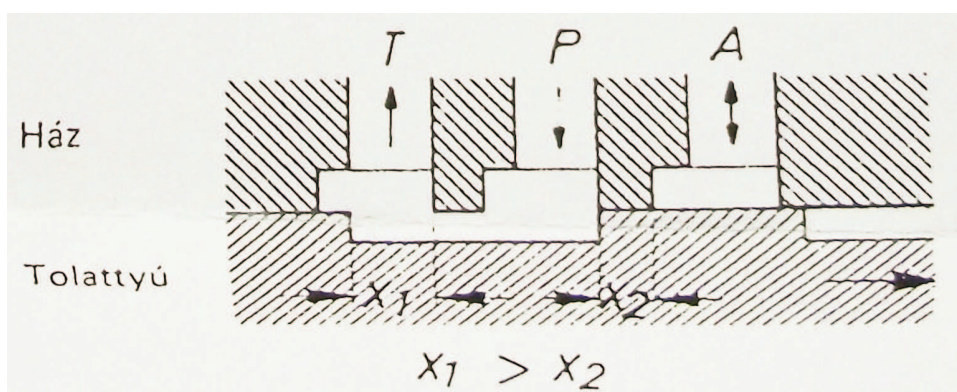
Ebben az esetben van a tolattyúnak olyan állása, amikor a tápnyomás le van zárva, nincs rákötve semelyik kimenetre sem. Ha a tartályra volt kötve a tápnyomás, és aztán változtatunk a szelep állásán, akkor egyre csökken az átáramló keresztmetszet, majd teljesen lezárul a tápnyomás csonkja. Emiatt itt megnő a nyomás, hiszen a munkafolyadék nem tud áramlani. A tolattyú továbbhaladva összekapcsolja a kimenetet a tápnyomással, és ekkor a kimeneten egy nyomáscsúcs figyelhető meg. Ezek a nyomáscsúcsok jobban igénybe veszik a rendszer elemeit, azonban ilyen szelep alkalmazásánál nem jön létre a fentebb említett bizonytalanság, tehát pontosabb mozgást tesz lehetővé. *Zérus túlfedés*

Ilyen típusú szelepeket speciális, precíziós alkalmazások esetén használunk. Hátránya, hogy finom tűrésekkel kell gyártani, emiatt drága

Természetesen a túlfedések megjelennek a relé szelepeknél is. A túlfedés rajzi jelölése a 2.32 ábrán látható.



2.29. ábra. Negatív túlfedés (P: tápnomás, T: tartály, A: szelep kimenete)



2.30. ábra. Pozitív túlfedés (P: tápnomás, T: tartály, A: szelep kimenete)

Az ábrán egy 3 állású szelep látható (ez a szelep balról az 1., 3. és 5. négyzettel jelölt állapotba kapcsolható). Az ábrán a balról 2. és 4. négyzet nem külön állapotot jelöl, csak az átmenetet az 1. és 3. valamint a 3. és 5. négyzettel jelölt állapot között. Az átmeneti állapotokat gyakran szaggatott vonallal ábrázolják.

### Szervoszelepek

Precíziós, nagy sebességű szelepek, tehát az időkéscése, a belső tehetetlensége kicsi. Általában szabályozási feladatokban használjuk.

Például polimer fűrésztógépnél alkalmazható (??) ábra). A próbatest egyik vége a munkahengerhez van rögzítve, a másik fixen megfogott. Ilyen gépeknél adott  $x(t)$  elmozdulás függvény mellett kell erőt kifejteni. A kifejtett  $F(x)$  erő függvénye nem lineáris vagy hiszterézissel terhelt.

Összefoglalva a következő mondható el a különböző útváltókról. Alapvető működési egyenletük:

$$Q = c_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.22)$$

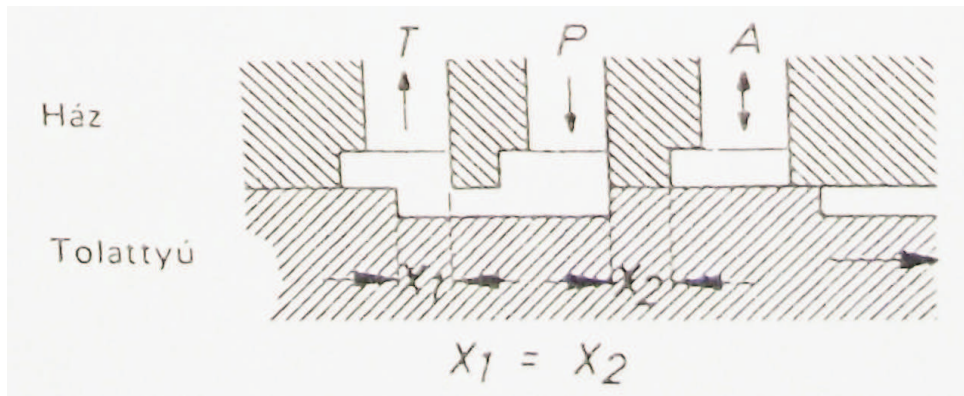
Relé szelep esetében az A átfolyási keresztmetszet állandó  $\rightarrow Q(\Delta p)$  gyökös jellegű.

Arányos szelep esetében A átfolyási keresztmetszet a tekercsre kapcsolt feszültség függvénye  $\rightarrow Q(\Delta p)$  még mindig gyökös jellegű, de különböző feszültségek esetén különböző görbéket ad.

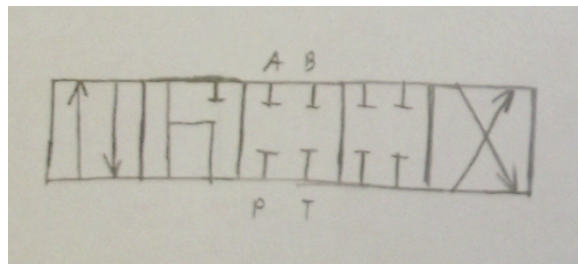
Szervoszelepeknél  $Q(\Delta p)$  közel lineáris függvény. A PID szabályozók alapvetően lineáris rendszerekhez illik, így a lineáris jelleggörbéjű szervoszelephez is ideális. Egyébként hidraulikában számos helyen megfigyelhető nemlinearitás.

## 2.4.5. Alkalmazások

### Zuhanásgátló



2.31. ábra. Zérus túlfedés (P: tápanyomás, T: tartály, A: szelep kimenete)

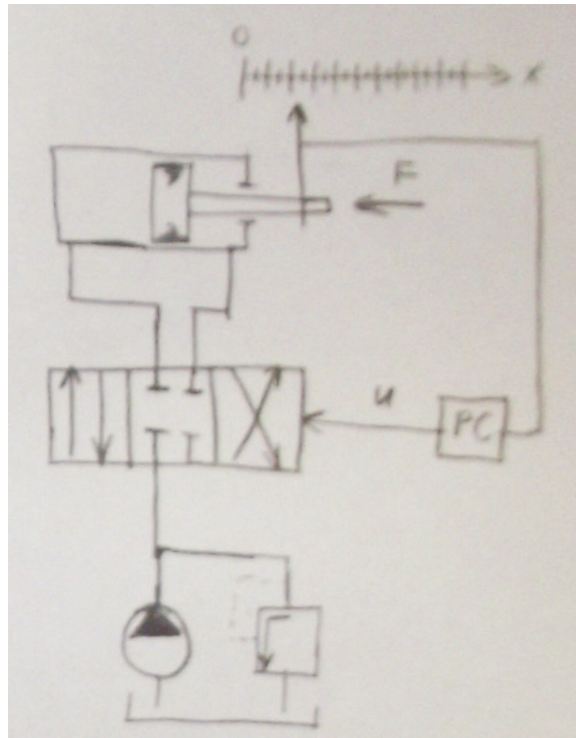


2.32. ábra. Túlfedés rajzi jelölése

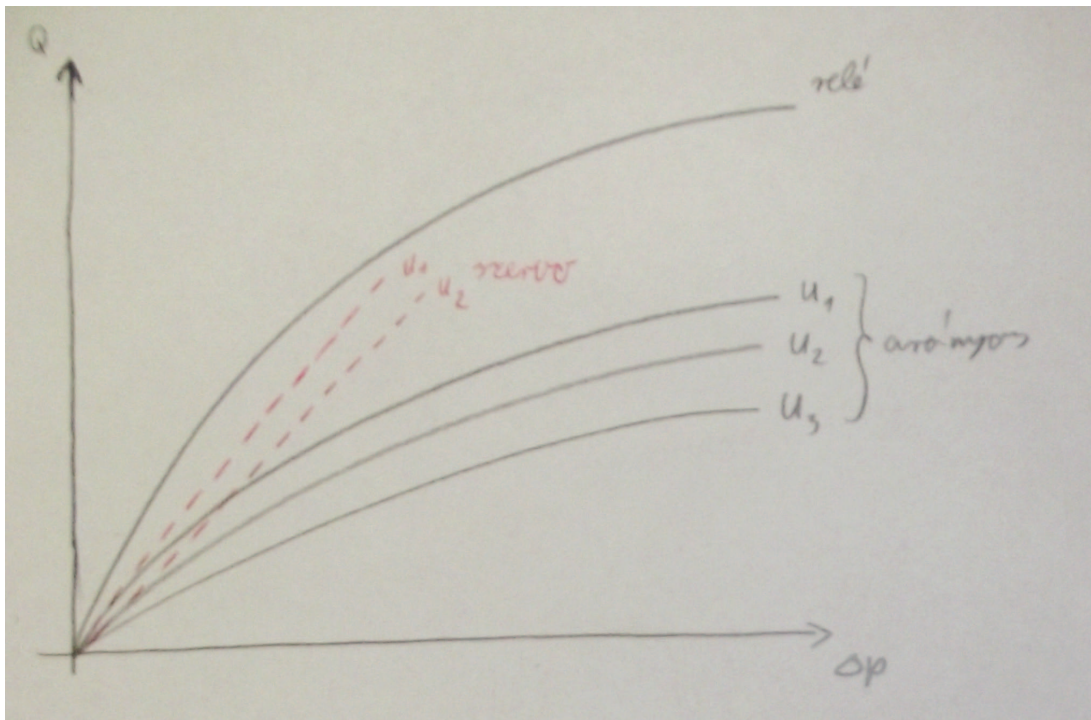
A vezérelt visszacsapó szelep feladata, hogy csak akkor engedje le a munkafolyadékot az alsó térrészből, mikor a felső ágba megnő a nyomás, tehát amikor süllyesztjük a terhet. A fojtó-visszacsapó szelep a munkahenger kifelé mozgásának beállítására szolgál. Ennek a beépítése azért szükséges, hogy a nagy tömegű terhet kellően lassan eressze le a munkahenger. A munkahengervezérlő szelep középső állásában az ábrán látható kapcsolást kell megvalósítani, nem lehet a megszokott elrendezés, azaz mind a négy vezeték zárt. Ha olyan szelepet alkalmaznánk, akkor a felső ágba maradó nyomás és a terhelés ingadozása kinyithatná a vezérelt visszacsapó szelepet, tehát a teher lefelé mozdulna, ami nem megengedhető. Az ábrán látható elrendezést használva mindkét ágba lecsökkentjük a nyomást, így nem tud a fenti helyzet kialakulni.

#### Kúszás megakadályozása

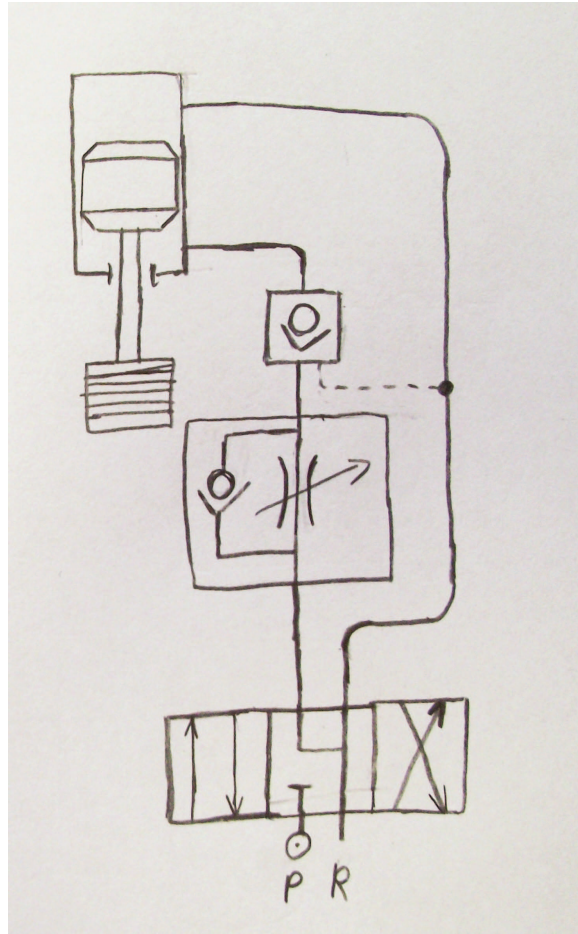
Kúszásnak azt a jelenséget nevezzük, amikor a munkahengerből szivárgó folyadék okozta nyomáscsökkenés miatt lassan elmozdul a munkahenger. A munkahenger és a vezérlőszelep közé egy kettős visszacsapó szelep kerül beépítésre. Amikor középső állapotban áll a vezérlőszelep, akkor a visszacsapó szelep nem engedi a munkahengerből távozni a munkafolyadékot, így a munkahenger nem tud elmozdulni.



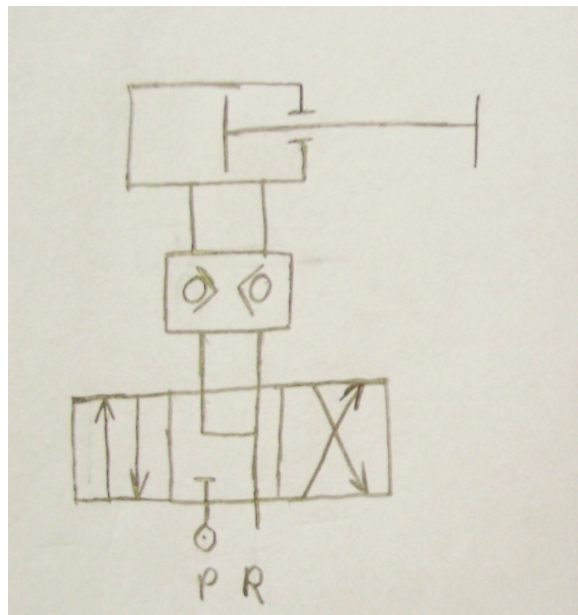
2.33. ábra. Polimer fárasztógép elvi kapcsolása



2.34. ábra. Útváltók jelleggörbéi



2.35. ábra. Zuhanásgátló elrendezés



2.36. ábra. Kúszás megakadályozása



## 2.5. Üzemtan, egyszerű kapcsolások

### Példafeladat

Egy hidromotorral  $M_m = 120 Nm$  nyomatékot kell kifejtenünk  $n_m = 1500/perc$  fordulatszám mellett. A hidraulika elemek megengedett maximális nyomása 400 bar. A szivattyút 3000/perc fordulatszámú motorral hajtjuk. Hatásfokok:  $\eta_{vol} = 85\%$ ,  $\eta_{hm} = 90\%$  mind a motorra, mind a szivattyúra. A motor és a szivattyú méretsora:  $V_g = 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70 cm^3$ . Kiválasztandók az elemek ill. kiszámítandó a soros/párhuzamos kapcsolás hatásfoka.

- Vegyük fel a rendszer munkanyomását 300 bar-ra!
- Válasszunk motort!

$$\underbrace{\eta_{hm} \frac{n_m V_g}{\eta_{vol}} \Delta p}_{Q}_{P_{be}} = \underbrace{M_m 2\pi n_m}_{P_h} \rightarrow V_g = \frac{2\pi M_m \eta_{vol}}{\Delta p \eta_{hm}} = \frac{2\pi 120}{300 \times 10^5} \frac{0.85}{0.9} = 23.74 cm^3.$$

Ezért válasszuk a méretsorból a  $25cm^3$ -es motort (a 20-as is jó). Ezzel a motorral a szükséges nyomás és a folyadéknyelés  $\Delta p = 284.8$  bar (kevesebb, mint a maximális nyomás, tehát jó) ill.  $Q_m = 1500/perc \times 25cm^3/0.85 = 41.67 liter/perc$ .

- Válasszunk szivattyút!

$$Q_{sz} = n_{sz} V_g \eta_{vol} \rightarrow V_g = \frac{41.67 liter/perc}{3000/perc \times 0.85} = 16.34 cm^3. \quad (2.23)$$

A méretsorból válasszuk az  $20cm^3$ -es szivattyút (a kisebb nem jó, mert az nem szállít eleget), ennek a megadott fordulatszámon  $Q_{sz} = 3000/perc \times 20cm^3 \times 0.85 = 51 liter/perc$  a szállítása.

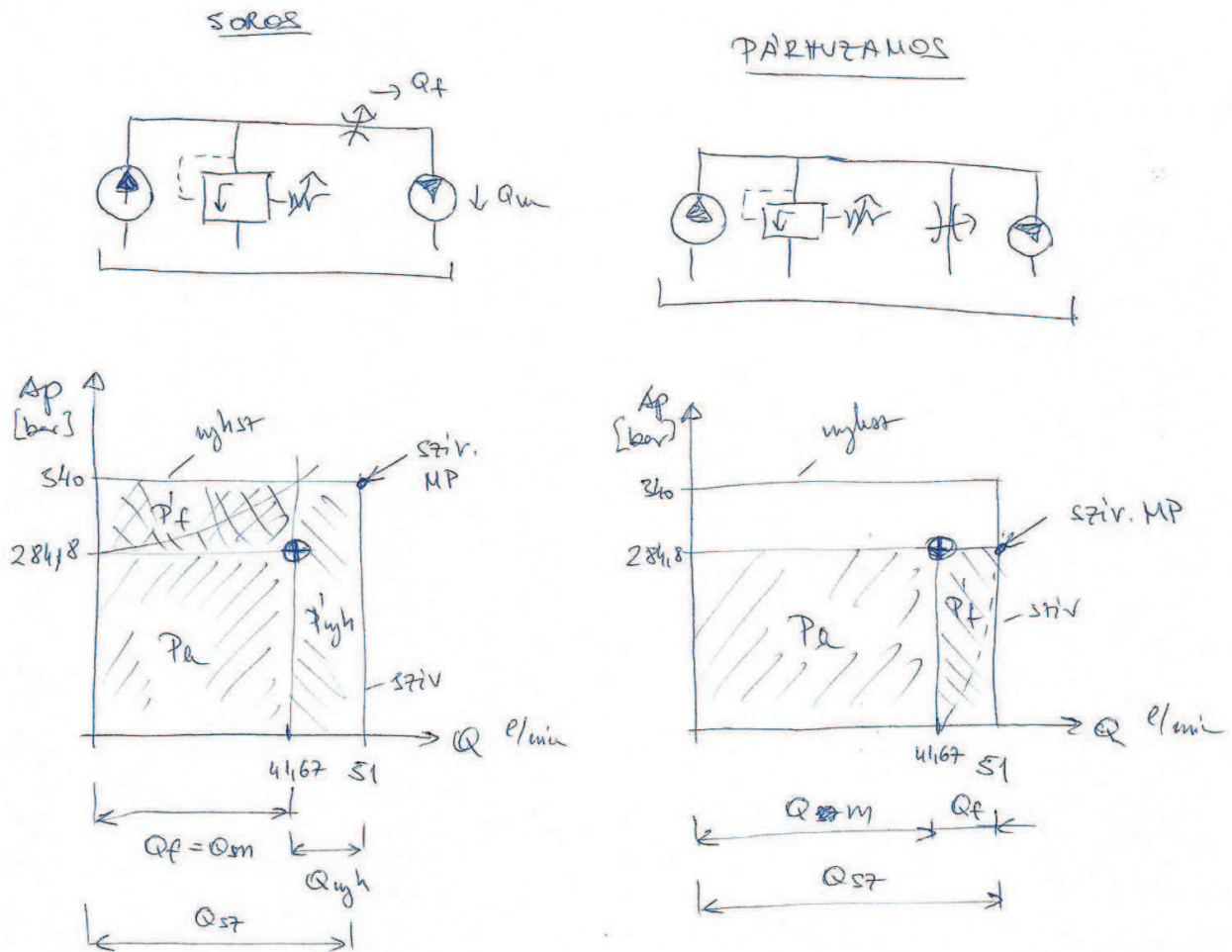
- A nyomáshatároló nyitónyomását állítsuk a rendszernyomás fölé 20%-kal:  $\Delta p_{nyhsz} = 1.2 \times 284.8 = 341.76 \approx 340$ bar.
- Soros fojtás (ld. 2.38. ábra bal oldala) esetén

$$\begin{aligned} P_h &= 41.67l/min \times 284.8bar = 19.7kW \\ P_{be} &= 51l/min \times 340bar = 28.9kW \\ P'_f &= 41.67l/min \times (340 - 284.8)bar = 3.9kW \\ P'_{nyhsz} &= (51 - 41.67)l/min \times 340bar = 5.3kW \\ \eta &= 19.7/28.9 = 68.2\%. \end{aligned}$$

- Párhuzamos fojtás (ld. 2.38. ábra jobb oldala) esetén

$$\begin{aligned} P_h &= 41.67l/min \times 284.8bar = 19.7kW \\ P_{be} &= 51l/min \times 284.8bar = 24.2kW \\ P'_f &= (51 - 41.67)l/min \times 284.8bar = 4.5kW \\ P'_{nyhsz} &= 0kW \\ \eta &= 19.7/24.2 = 81.4\%. \end{aligned}$$

Így energetikailag a párhuzamos kapcsolás a kedvezőbb.



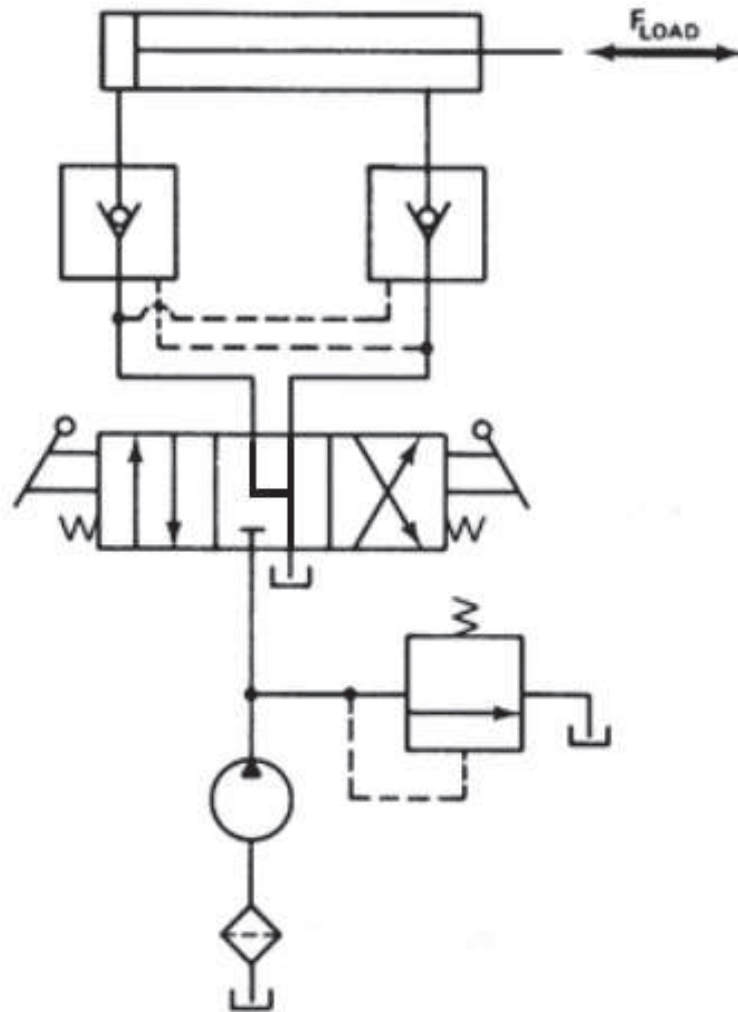
2.37. ábra. A feladat megoldása

*Megjegyzés:* Amennyiben munkahenger méretezése a feladat, erő  $F$  és dugattyúrúd sebesség  $v$  van megadva, akkor a dugattyúfelületből  $A_D$  számítható a szükséges nyomás ( $F = A_D \Delta p$ ) ill. a térfogatáram  $Q = A_D v$ . A szivattyúválasztástól már hasonlóan végezhető a méretezés.

## 2.6. Hidraulikus kapcsolások

### 2.6.1. Kúszás megakadályozása

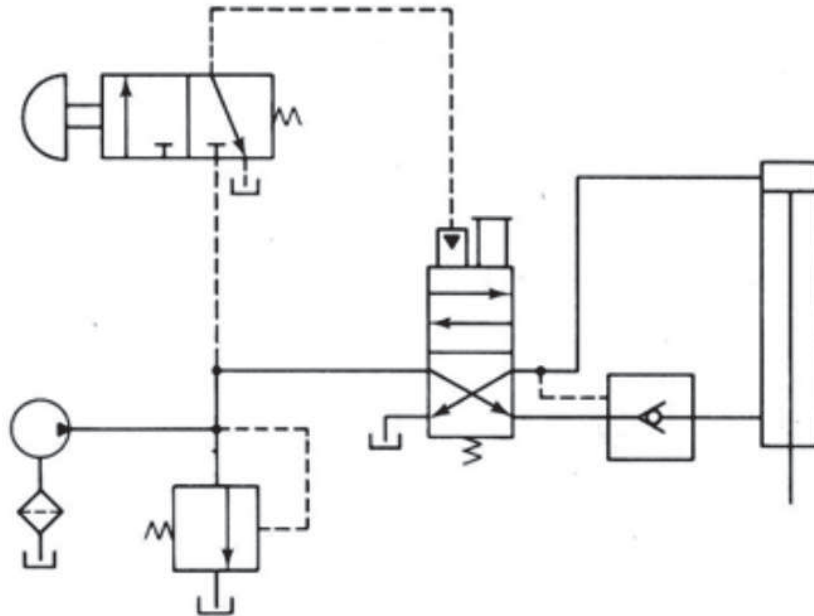
A már pneumatika témakörben megismert kapcsolás hidraulikus változata: kettős, elővezérelt visszacsapószelep segítségével reteszeli a hengert.



2.38. ábra. A feladat megoldása

### 2.6.2. Biztonsági munkahenger mozgatás

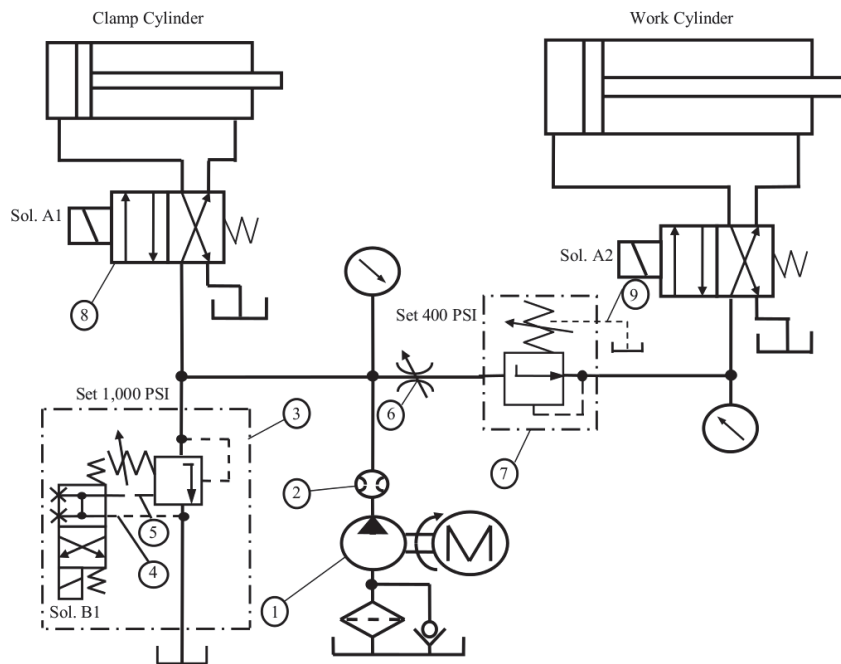
Függőleges beépítés esetén a teher zuhanásának megakadályozása elővezérelt visszacsapószelep segítségével. Amennyiben a tápegység nem üzemel, nem működtethető a munkahenger, mivel a hengervezérlőszelep hidraulikus működtetésű.



2.39. ábra. Biztonsági munkahenger mozgatás

### 2.6.3. Két, eltérő nyomásigényű munkahenger működtetése

Ennél a kapcsolásnál a "Clamp" jelű 1. munkahenger rögzítési feladatot lát el, a "Work cylinder" 2. munkahenger munkavégzést. Az előző nyomásigénye jóval nagyobb (1000 psi  $\approx$  69 bar), mint az utóbbié (400 psi  $\approx$  27.6 bar). A munkafázis elején az A1-es szelepet működtetjük folyamatosan, így az 1. henger kifelé mozdul el, rögzíti a munkadarabot, majd - mivel az A1 szelep a "kifelé" állapotban marad, működésbe lép az 1000 psi-ra állított nyomáshatároló szelep és állandó értéken tartja a rögzítőerőt. Azután kezdjük el működtetni az A2 jelű szelepet, mely a 2. munkahengert működteti, de ezen a 7 jelű *nyomáscsökkentő szelep* csak 400 psi nyomást állít be. Így ugyanarról a tápegységről két különböző nyomásigényű hengert szolgálunk ki. A munkavégző henger sebességét a 6-os fojtás állítja be.

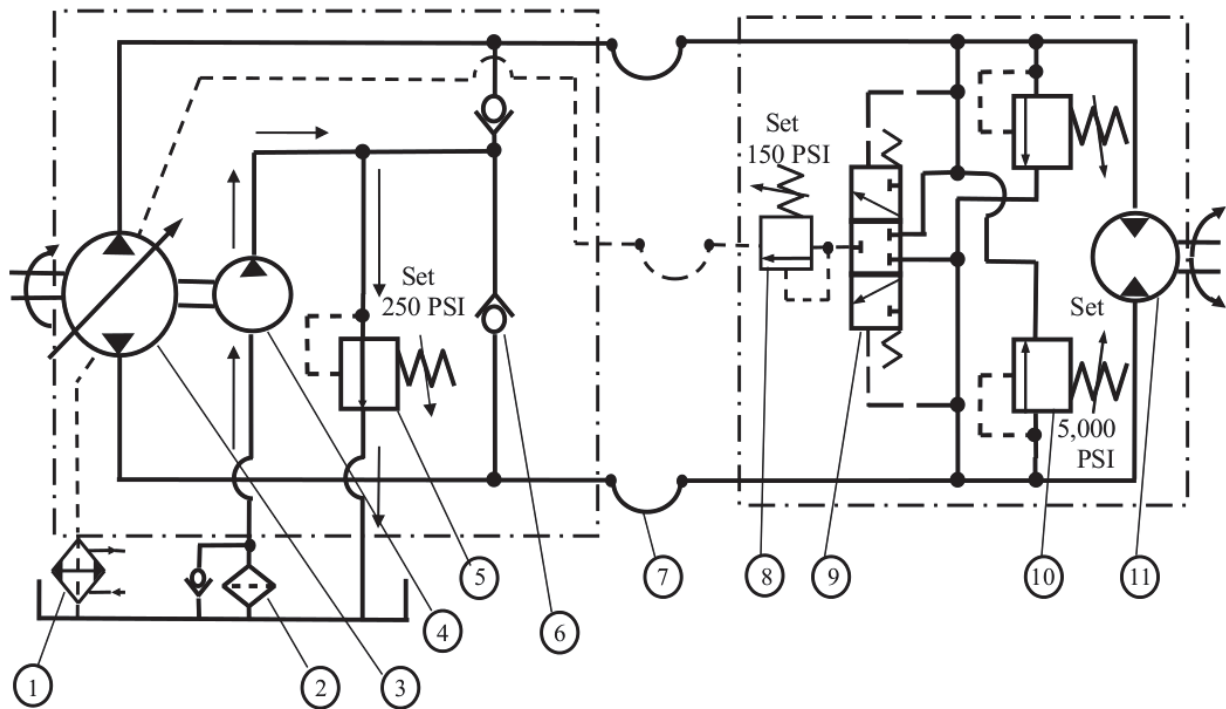


2.40. ábra. Két, eltérő nyomásigényű munkahenger működtetése

A kapcsolás alján a párhuzamosan kapcsolt visszacsapó szelep és szűrő arra szolgál, hogy a szivattyún áthaladó olajmennyiség egy részét folyamatosan szűrjük (a nagy rész a visszacsapószelepen keresztül akadálymentesen áramlik, így a szűrő nagy ellenállása nem okoz jelentős szívóoldali depressziót.)

### 2.6.4. Hidraulikus motor működtetése

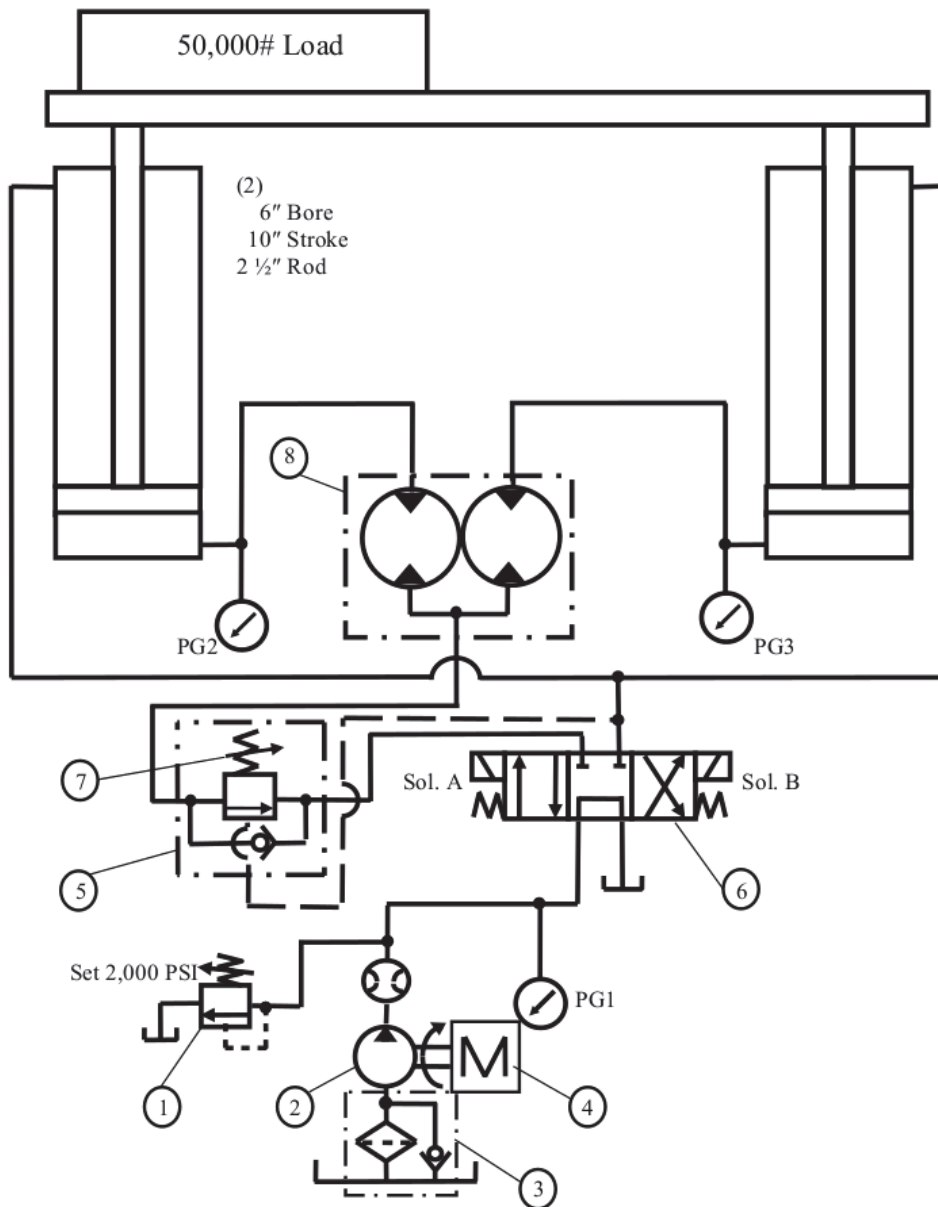
Ennél a kapcsolásnál a 11 jelű motor nyomatékkorlátozását mindkét irányban egy-egy nyomáshatároló szelep (10-es elem) biztosítja. Mivel a kör zárt és a nyomáshatároló szelepek (10-es elem) működésekor olaj távozik, a 4-es utántöltő szivattyú pótolja a közeget oly módon, hogy amennyiben a zárt kör nyomása 250 psi (kb. 17.2 bar) nyomás alá esik, az 5 jelű nyomáshatároló szelep lezár és a 4 jelű utántöltő szivattyú pótolja a főkörbe az olajat. A motort a 3 jelű állítható geometriai szállítású kétirányú szivattyú szolgálja ki.



2.41. ábra. Hidraulikus motor működtetés

### 2.6.5. Munkahengerek szinkronizálása

Ez a kapcsolás két munkahenger szinkron-mozgatására mutat példát, melyet a 8 jelű térfogat-áram osztó (flow divider) valósít meg. Ez tulajdonképpen két, azonos geometriájú fogaskerék-szivattyú, melyeknek tengelye mechanikusan össze van kapcsolva (külső hajtás nincs), így csak szinkronizáltan tudnak forogni. Ez az elem a bemenő térfogatáramot 50-50% arányban osztja meg a kimenetek között. Az 5-ös elem egy hidraulikus előfeszítés, azaz a hengerek süllyedésekor a nyomáshatároló szelep állandó, előre meghatározott nyomást hoz létre a hengerek alsó kamrájában.



2.42. ábra. Munkahengerek szinkronizálása