

miatt megváltoznak a csatlakozó alkatrészek illesztései. A tápegységek, illetve tartályok kiválasztásánál legfontosabb szempontjait a 2.7 fejezetben foglaljuk össze.

2.44 Hidrosztatikus energiaátalakítók jelleggörbéi

A hidrosztatikus energiaátalakítókat az elméleti (vesztésmentes) nyomás-térfofogatáram és a nyomás-nyomaték karakterisztika jellemzi.

A főtóg mozgást végző energiaátalakítók Q_0 elméleti térfofogatárama egyenesen arányos a munkatér névleges nagyságával (V_g), valamint az időegység alatti térfofagákszorítás (illetve - töltés) számával (f_0), és elvileg független a rendszerben uralkodó nyomástól:

$$Q_0 = f_0 V_g \quad (2.36)$$

ahol V_g - fajlagos folyadékterfofogat, azaz az egy fordulattal kiszorított, illetve elhelyelt folyadékterfofogat m^3 -ben;

f_0 - az energiaátalakító mozgási frekvenciája s-ban.

A (2.36) összefüggést ábrázolva nyertük az energiaátalakítók ideális $p - Q$ karakterisztikáit (2.14 ábra). Egyástól eltérő $n_i = \text{const}$ fordulatszámok esetén a nyomástengellyel párhuzamos egyenesek adódnak. Az elméleti $p - Q$ karakterisztikák azt fejezik ki, hogy a hidrosztatikus berendezések nyomása elvileg korlátlanul növelhető. Ez természetesen nem lehetséges a valóságban, a nyomás növelésének véges korlátai vannak; pl. a mechanikai terhelhetőség, illetve hajtóeljesítmény, valamint a munkatérrel alkotó mozgó elemek tömítő hézagain létrejövő rohamosan növekvő volumetrikus veszteségek. Az energiaátalakítók valóságos karakterisztikái a növekvő részvesztések miatt az elméleti egyenesektől elhajló görbék (2.14 ábra).

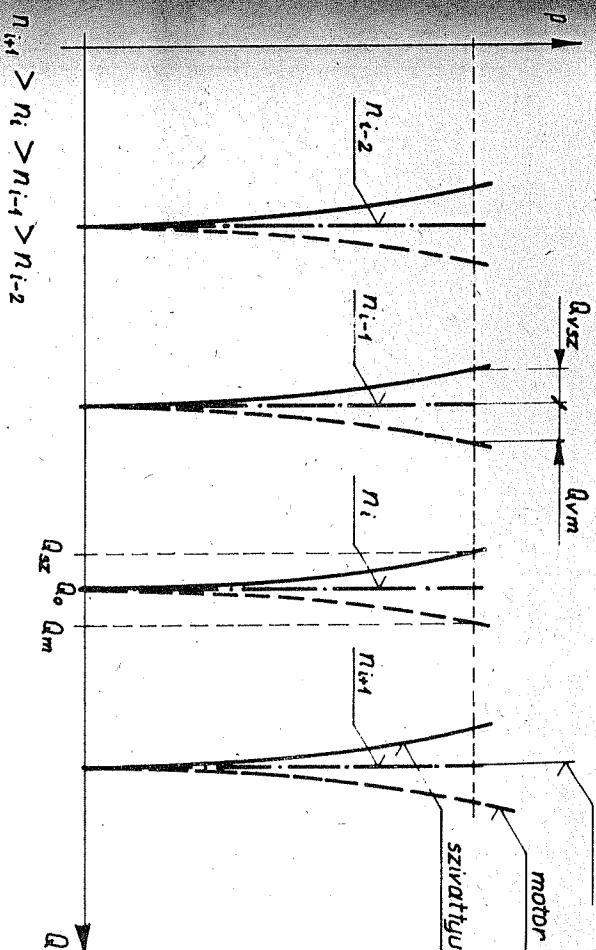
Meghatározott Δp nyomáskülönbség esetén a szivattyú térfofogatárama (folyadékcsállítása) az elméleti értéknél kisebb, míg a motorba egy előírt mozgási frekvencia elérése érdekében az elméletileg szükséges térfofogatáramnál nagyobb folyadékmennyiséget kell bevezetni. Utóbbi képletszerűen is kifejezhetjük:

$$f_m = \frac{Q_0 + Q_{vm}}{V_g} = \frac{Q_m}{V_g} \quad (2.37)$$

ahol Q_0 - elméleti térfofogatáram

Q_{vm} - a motor volumetrikus vesztesége

Q_m - a munkatér névleges nagysága.



2.14 ábra

Energiaátalakítók ideális és valóságos $p - Q$ jelleggörbéi

Az energiaátalakítók $p - M$ karakterisztikája a mechanikai és a hidraulikai teljesítmények (ld. a (2.27) és (2.28) összefüggéseket is) egyenlőségéből határozható meg:

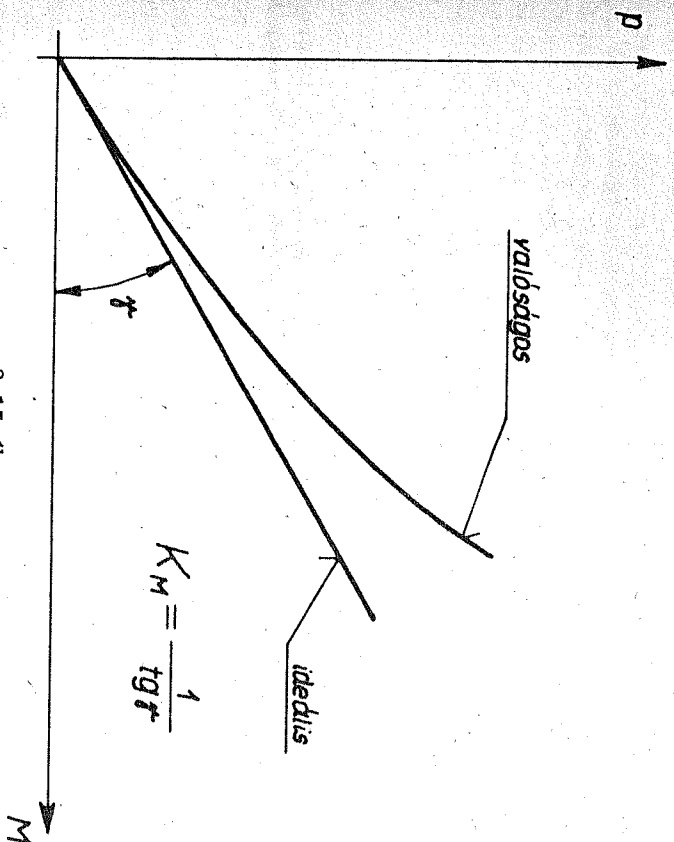
$$2\pi M f_0 = p \cdot Q$$

Megjegyezzük, hogy a (2.27) összefüggésben szereplő $1/s$ -ban mért fordulatszám azonos az energiaátalakító f_0 mozgási frekvenciájával. Fenti összefüggésből a nyomatékot kifejezve adódik:

$$M = \frac{Q}{2\pi f_0} = \frac{V_g}{2\pi} p = K_M \cdot p \quad (2.38)$$

ahol $K_M = \frac{V_g}{2\pi}$ - nyomatéki állandó, az egységnyi nyomáskülönbségre jutó nyomaték.

Az energiaátalakítók elméleti $p - M$ karakterisztikája $\frac{1}{K_M}$ iránytárgensű egyenes, a valóságos $p = f(M)$ jelleggörbe a fellepő nyomatékvesztések miatt az elméleti egyenestől eltérő görbe (2.15 ábra).



2.15 ábra

Hidraulikus energiaátalakító nyomatéki karakterisztikája

2.45 Jellegzetes hidrosztatikus energiaátalakítók szerkezeti elvei

2.45.1 Forgómozgású hidrosztatikus energiaátalakítók

A gyakorlatban használatos forgó mozgást végző energiaátalakítókat a 2.7 táblázatban adtuk meg. A táblázatban az energiaátalakítók szerkezeti felépítését és működését sematikus vázlat jelzi. A kinematikai vázlatkészítéshez szükséges jelképeket, a fontosabb jellemzőket, a használatos nyomás-, térfogatáram- és fordulatszámtartományokat ugyancsak felüntettük a táblázatban.

Az energiaátalakítókat jellemzi, hogy viszonylag egyszerűen előállítható geometriai alakzatok alkotják a munkateret és a szerkezeti elemek száma kicsi. A mindennapi gyakorlatban elsősorban

- fogaskerékes,
- csavarorsós,
- lapátos,

jelölés:	az energia- átalakító típusa		jelképi jelölése:	V_g [m ³ /ford.]	Q [m ³ /min.]	P [bar.]	G_a	G_b	n_{max} [ford./min.]	
$\frac{b}{x}$ az energiatárolókú szelvények profilos kénszerpdyával	Fogaskerékes			2 m. D. II. b	160	50 ÷ 250	0,65 ÷ 0,9	0,5 ÷ 0,85	1500 ÷ 3000	
	Ésörvörös			(F-f)h F-f = 2,4 d ²	3000	50 ÷ 170	0,8 ÷ 0,9	0,65 ÷ 0,7	950 ÷ 3000	
	Lopós			4. II. b. R. z sin $\frac{II}{z}$	600	50 ÷ 140	0,85	0,7	950 ÷ 1500 x 1 ÷ 120	
	Rodidugattyús			$\frac{d^2 II}{4} 2e z$	600	315 ÷ 630	0,9 ÷ 0,95	0,8 ÷ 0,9	950 ÷ 1500 x 1 ÷ 120	
	Axidugattyús típus			$\frac{d^2 II}{4} D t g \beta$	1200	160 ÷ 315	0,9 ÷ 0,95	0,8 ÷ 0,9	950 ÷ 3000	
	Axidugattyús belső- típus			$\frac{d^2 II}{4} D t g \beta$	1200	160 ÷ 315	0,9 ÷ 0,95	0,8 ÷ 0,9	950 ÷ 3000	
	Görgőgépítés már			$(D^2 - d^2) \frac{II}{4} b$	100 - 700	150 ÷ 300		0,54 ÷ 0,91	0,5 ÷ 0,88	1 ÷ 1000
	Görgőgépítés n			$(D^2 - d^2) \frac{II}{4} b$	100 - 700	150 ÷ 300		0,54 ÷ 0,91	0,5 ÷ 0,88	1 ÷ 1000

Hidrosztatikus energiatárolókú szerkezeti és működési elve

Az energia-átalakító típusa	Fogaskezes	Csavarsós	Lapátos	Radiálisugathyús	Átváltozó hármas
Jelképi jelölése:					
V_g [m ³ /ford]	2 m.D.π.b	(F-f)/h F-f = 2,4 d _k ²	4.π. b.e.R.z sin $\frac{\pi}{z}$	$\frac{d^2 \pi}{4} 2e.z$	$\frac{d^2 \pi}{4} D.tg.\beta$
Q [m ³ min ⁻¹]	160	3000	600	600	1200
P [bar]	50 ÷ 250	50 ÷ 170	50 ÷ 140	315 ÷ 630	160 ÷ 315
G _a	0,65 ÷ 0,9	0,8 ÷ 0,9	0,85	0,9 ÷ 0,95	0,9 ÷ 0,95
G _ö	0,5 ÷ 0,85	0,65 ÷ 0,7	0,7	0,8 ÷ 0,9	0,8 ÷ 0,9
n _{max} [ford/min]	1500 ÷ 3000	950 ÷ 3000	950 ÷ 1500 x 1 ÷ 120	950 ÷ 1500 x 1 ÷ 120	950 ÷ 3000
Jelölések:					
	b az energiaátalakító szélessége x profilos kényszerpályával				

- radiál- és
- axiáldugattyús

energiaátalakítókkal találkozunk. Több munkateres energiaátalakítók V_g fajlagos térfogatát a munkateres számának ismeretében meghatározhatjuk:

$$V_g = z \cdot V_1 \quad (2.39)$$

ahol z - a munkateres száma;

V_1 - egy munkatér névleges térfogata (m^3)

A fogaskerékes energiaátalakítóknak a munkateret fogárok képezi.

Főleg kis és közepes nyomásoknál alkalmazzák, de speciális, tehermentesített kialakításban 160 bar nyomásig is megfelel. A részletek ismeretelése nélkül megemlíthetjük, hogy a fogaskerékes energiaátalakítók folyadékhozamának pillanatértékei erős ingadozást mutatnak a fogak kapcsolódása miatt. Motorként igen ritkán alkalmaznak fogaskerékes energiaátalakítót, mivel a fogak optimális kerületi sebessége lényegesen kisebb, mint a hidraulikus motorok előírt nagy fordulatszámú tartományára

$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \approx 200$$

A 2.7 táblázatból leolvasható, hogy a fogaskerékes energiaátalakító hatásfoka kedvezőtlen, ezt igen egyszerű felépítése, és kis beszerzési költsége jórészt kompenzálja.

A csavarorsós berendezések is jobbára szivattyuként használatosak. Működése elvileg megegyezik a fogaskerékes szivattyúéval. A munkateret az egymáshoz kapcsolódó menetprofilok érintkező alkotói, valamint a fej- és láb kör (tömítő) felületei alkotják, amelyek az orsók forgása közben a közrefogott folyadék tömeget axiális irányban eltolják. Előnyük, hogy nagy nyomásokra is használható, zajuk kicsi, igen egyszerű a folyadék szállítása, és hogy élettartamuk nagy. Hátrányuk, hogy a bonyolult kialakítás folytán csupán igen nagy viszkozitású folyadékoknál elegendő a volumetrikus hatásfokuk, a jelentős illesztési hézagok következtében. Tájékozódásul megjegyezzük, hogy a szerszámgép-hidraulikáknál általában használt 2,5...3 E_o viszkozitású olaj esetében a csavaroszivattyú összehatásfoka kb. 65%. Hátrányként említhetjük még meg viszonylag nagy méreteket és súlyukat.

Hidraulikus motoroként való felhasználásuk lehetséges; szerszámgépekben való ilyen felhasználásuk azonban nem ismeretes.

A lapátos energiaátalakítóban a munkateret két szomszédos lapát, továbbá az álló- és forgórész megfelelő hengeres felületei alkotják. Az excentrikusan ékelt motorban (forgórészben) a lapátok radiális irányban elmozdulnak, ennek következtében a forgórész körülfordulásakor a munkatér térfogata változik.

Kis- és közepes nyomástartományban alkalmazható előnyösen, volumetrikus hatásfoka jobb mint a fogaskerékes szivattyúé, a fajlagos folyadékhozam változtatása igen egyszerű konstrukciós megoldással biztosítható. A lapátos szivattyúk folyadékhozama is ingadozó, de ennek mértéke kisebb, mint a fogaskerékes energiaátalakítóké. A lapátos energiaátalakítók hidraulikus motoroként is funkcionálhatnak, az excentricitás változtatásával rendszerint nemcsak a motor fordulatszámja, hanem a forgásiránya is megváltoztatható anélkül, hogy a bevezetett folyadék áramlásának irányát megváltoztathatnánk. Előzőek ellenére a lapátos motorok nem terjedtek el, mert hatásfokuk motorikus üzemben rosszabb, mint szivattyúként. A hatásfok azért csökken, mert gondoskodni kell a lapátok kényeztermozgatásáról.

A radiáldugattyús energiaátalakítóknak a munkateret a forgórészben radiális irányban kimunkált furatok, valamint az ebben elhelyezett dugattyúk alkotják. A rotor (forgórész) itt is excentrikusan kerül ékeltésre, s ezért forgás közben a dugattyú homlokfelülete és a furatfenék közötti térfogat változik. A radiáldugattyús energiaátalakító felépítéséből következik, hogy a változó sebességű dugattyúk folyadék szállítása ingadozó. A [22] sz. irodalomban megvalósítható részletes vizsgálat végeredményére utalva megállapítjuk, hogy páratlan számú dugattyú kisebb ingadozást eredményez, mint az egyel nagyobb páros számú. A 2.7 ábra vázlatából is belátható, hogy az excentricitás változtatása révén - szivattyú üzem esetén - a folyadékhozam nagyságán kívül a folyadékáramlás iránya is megváltozik. Ez a sajátosság az ún. zárt körfolyamoknál jelent előnyt. Kiváló volumetrikus hatásfoka miatt nagy nyomások tartományában alkalmazzák. Nagy teljesítményű prés- és sajtológépek kedvelt energiaátalakítója.

Az axiáldugattyús energiaátalakítóknak két fajtája terjedt el:

a billenőházas és
a ferdetárcsás.

A munkateret mindkét esetben dugattyú és henger alkotja. A billenőház, illetve a ferdetárcsa dőlésszöge eredményezi a dugattyú hosszirányú mozgását a hengerben. A dugattyúkat magába foglaló tömb hátsó felülete sík, ez a vázlaton látható hornyokkal és "klifli" alakú furatokkal ellátott vezérlő tömbbel érintkezik. Ezek a "klifli" alakú furatokkal ellátott vezérlő tömb felületét alkotja, illetve elvezetését. A forgás során a munkatérrel növelő dugattyúk - szivattyú üzem esetén - mozgásuk révén folyadékot szívnak be a tartályból, míg azok, amelyek a munkateret csökkentik, a már előzőleg beszívott olajat a nyomóvezetékbe juttatják. A forgás során mindig újabb és újabb dugattyúk kerülnek kapcsolatba a szivó-, majd ezt követően a nyomóvezetékkel. A működésből láthatjuk, - az ábra alapján -, hogy a munkateres térfogatváltozása - a tengelyszög helyzet vagy az idő függvényében - a β szög következtében jön létre. Ha ez a szög zérus, munkatérváltozás nem lép fel, és folyadék szállítás sincs.

Az axiáldugattyús szivattyú kinematikai felépítéséből következik, hogy hajtóengely állandó szögsebessége ellenére sem állandó a dugattyú sebes-

sége, emiatt nem állandó az egy dugattyu által időegység alatt szállított folyadékmennyiség.

Ennek következtében a szivattyu folyadékhozama az időben - és a szivattyu tengelyszögnehelyzetének függvényében - megváltozott szélső értékek között periodikusan ingadozik.

Az axiáldugattyus szivattyuk folyadékhozama a billenőtárcsa, illetve billenőház β dőtésszögének állításával változtatható.

Az axiáldugattyus szivattyuk volumetrikus és összehatásfoka igen jó még nagy nyomásokon is. Előnyük, hogy jelentős folyadékhozamnak (40-100 l/min), és a nagynyomású egységek igen kis méretűek. Emiatt legfőbb alkalmazási területük a repülés - és rakétatechnika, ahol gyakran 30000-40000 ford/min fordulatszámú, rendkívül kisméretű típusok is igen gyakoriak. Számegépeken nem terjedtek el - tekintve egyes speciális prés- és sajtológéptől - aminek legfőbb oka az, hogy a jelenleg szerszámgépeken általános közepes nyomásokra (20...60 bar) alkalmazásuk a jelentős előállítás költségek miatt nem gazdaságos.

Az axiáldugattyu energiaátalakítók - mint arról néhányszor már röviden szó esett - hidraulikus motoroként is üzemeltethetők. Ebben az esetben a dugattyu kényszermozgatása szükségtelen, mivel a nyomóoldalon a nyomás, a kifolyóoldalon pedig a β szög alatt álló tárcsa erről gondoskodik. Mindez annak következménye, hogy hidraulikus motornál a növekvő munkaterek a nyomóvezetékkel, a csökkenő munkaterek pedig a kifolyóággal kapcsolódnak. A kényszerkapcsolatot biztosító mechanizmus elmaradása természetesen jelentősen egyszerűbb, és sokkal olcsóbb kialakítást tesz lehetővé.

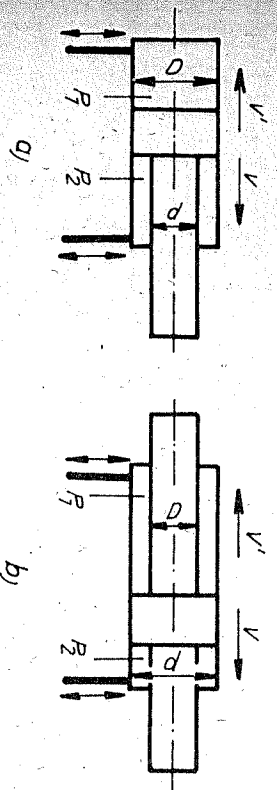
Az axiáldugattyus szivattyuk vizsgálatánál láthatjuk, hogy azok folyadékhozama az időben periodikus ingadozást mutatott, annak ellenére, hogy a szivattyu tengelyének fordulatszámja - szögsebessége - állandó volt. Az axiáldugattyus hidromotoroknál a helyzet éppen fordított; a motorba vezetett folyadékmennyiség időben állandó és ennek ellenére a felépítésből következően a motor szögsebessége ingadozni fog, tehát a motor forgása egyáltalán lesz. Az ingadozás mértéke ugyanazon paraméterektől függ, mint a szivattyu folyadékhozamának ingadozása. Az ingadozás részletes vizsgálatát val a szakirodalom foglalkozik.

Az axiáldugattyus energiaátalakítók ugyanolyan jó volumetrikus és összehatásfokuknak, mint a radiáldugattyusok; jelentős előnyük viszont, hogy felépítésükből adódóan sugárirányú méretek, ennél fogva tehetetlenségi nyomatékok sokkal kisebbek. Ez különösen hidraulikus motorokként való alkalmazásuknál kedvező, mivel pl. igen gyors működésű - tehát kis időállandójú - ugyanakkor nagy nyomatéku és nagy fordulatszám-intervallumban működtethető mellékajtómű - esetleg főajtóművek - kialakítását teszik lehetővé. Előnyük miatt az axiáldugattyus hidromotorokat előszeretettel alkalmazzzák numerikus vezérlésű és másoló szerszámgépeken.

2.45.2 Egyenes vonalú mozgást végző hidraulikus energiaátalakítók

Az egyenesvonalú mozgást végző munkahengerek az energiaátalakítónak azt a csoportját képezik, melyek a hidraulikában csak motoroként használatosak. Jellemzőjük, hogy egyenes vonalú mozgást végeznek; mivel a gépíparban a megvalósítandó elmozdulások lineárisak, a legnagyobb számban alkalmazott hidraulikus motorok - végrehajtószervek - a munkahengerek. Rendkívül változatos formában egyaránt megtalálhatók nagyfelületű - nyú végrehajtórendszerben (pl. présgépek) és szerződberendezésekben (pl. köszörítógépek fogásvételi mechanizmusai). Aszerint, hogy működésük mindkét irányban nyomással történik-e, megkülönböztetünk hidraulikusan egyirányban és hidraulikusan mindkét irányban működtetett kialakításokat.

A kétoldali hidraulikus működtetésű hengerek felépítése a bonyolultabb. Ezek két csoportba sorolhatók; a differenciáldugattyus és a szimmetrikus munkahengerek csoportjába. Vázlatukat a 2.16 ábra mutatja.



2.16 ábra

Differenciáldugattyus és szimmetrikus munkahengerek elvi vázlata

A differenciál munkahenger dugattyufelületei:

$$A_0 = \frac{(D^2 - d^2)\pi}{4} \quad (2.40)$$

$$A_1 = \frac{D^2\pi}{4} \quad (2.41)$$

A felületek különbözőségeiből következik, hogy a dugattyu - vagy henger - sebessége azonos Q folyadékmennyiség esetén attól függ, hogy melyik oldalra vezetjük azt

$$v = \frac{Q}{A_1}$$

$$v' = \frac{Q}{A_0}$$

Mivel $A_0 < A_1$, ezért $v' > v$.

Szimmetrikus munkahengernél a felületek egyenlősége folytán: $v' = v$. (Megjegyezzük, hogy a henger két oldalán kifezetett dugattyurudak átmérőinek egyenlősége nem feltétlen követelmény.)

A munkahengereknél definiálható a fajlagos folyadékkelnyelés:

$$q_m = A_1' \tag{2.42}$$

ahol

q_m = a dugattyu - vagy henger - egységnyi elmozduláshoz tartozó folyadékkelnyelés;

A_1' = a dugattyu effektív felülete szorozva az egységnyi elmozdulással.

A dugattyu által kifejtett erő a legáltalánosabb esetben a következő alakban írható fel differenciáldugattyunál:

$$F_d = p_1 \frac{D^2 \pi}{4} - p_2 \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} \tag{2.43}$$

Ha bevezetjük az $A_1/A_0 = \beta$ felületarányt, akkor

$$F_d = p_1 \beta A_0 - p_2 A_0 = A_0 (\beta p_1 - p_2). \tag{2.44}$$

Szimmetrikus dugattyunál, ahol $\beta = 1$:

$$F_d = A_0 (p_1 - p_2). \tag{2.45}$$

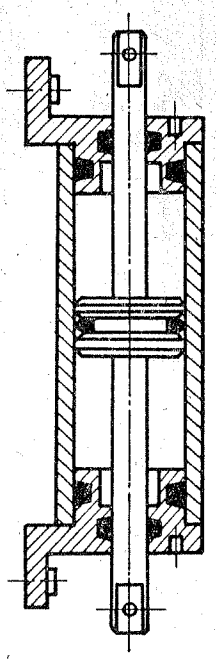
A kifejtett erő iránya a $p_1 - p_2$ nyomáskülöbbség előjeltől függ.

A munkahenger konstrukciója kialakítása igen változatos. Egy egyszerű szimmetrikus kialakításu munkahenger rajza látható a 2.17 ábrán.

Mind nyugvó (fedelek), mind a mozgó (dugattyu, dugattyurudak) illesztők felületek tömítését O-gyűrűk végzik.

A munkahengerek viszonylag kis méretekkel - nyomástól függően - jelentős erő kifejtésre képesek. Mindez azt jelenti, hogy adott tömegeket kis idő alatt képesek felgyorsítani. Mégis szabályozórendszerekben való alkalmazásuk korántsem kedvező. Ennek két alapvető oka van: a mozgatóerő tömeg változik, ennek folytán változik a tömeg - munkahenger rendszer ún. hidromechanikai időállandója. (Forgó mozgást végző motoroknál a lineáris

elmozdulást végző elem - amelyhez a változó tömeg csatlakozik - önzáró menetes orsón keresztül kapja a hajtást. Ennekfoga a változó tömeg időállandó-eltérést nem okoz.)



2.17 ábra

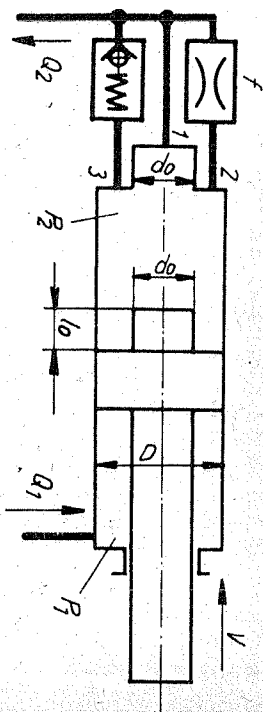
Szimmetrikus munkahenger konstrukciós kialakítása

A munkahenger másik hátránya a jelentős folyadéktérfogat, ami az olaj összenyomhatósága következtében egy járulékos időállandót jelent, amelynek nagysága ráadásul még függ a munkahenger dugattyujának helyzetétől is. (Mivel a változó nyomásnak alávetett folyadéktérfogat a dugattyu elmozdulásával arányosan változik.) Tapasztalatokkal alátámasztva megállapítható, hogy azonos paraméterekkel bíró munkahengeres és hidromotoros szabályozórendszerek közül a hidromotoros lényegesen gyorsabb működésű, következtésképpen nagyobb dinamikus pontosságú.

Igen nagy fontosságu, hogy a munkahengerekkel elérhető sebesség igen nagy: kb. 30 m/min: ez sokszorososan felülmúlja a hidromotoros rendszerekkel elérhető legnagyobb sebességet. Ilyen nagy sebességek mellett természetesen nem használható ki a teljes löketössz. Semmiképpen sem engedhető meg a dugattyunak a fedeleken való felülkötése. A nagy sebességgel történő felülkötés megakadályozására számos megoldás ismeretes, amelyek közül egyet a 2.18 ábrán vázolunk, differenciáldugattyus kialakítás esetén, a dugattyu bal oldali véghelyzetében. A dugattyu végén található l_0 hosszúságu, d_0 átmérőjü csap a fedél d_0 átmérőjü furatába néhány századmilliméter játékkal illeszkedik. A dugattyu előtti térből a folyadék a dugattyu bal oldali véghelyzetétől l_0 távolságtól kezdődően nem csupán az "1", hanem

a "2", fojtást is tartalmazó, vezetékén keresztül áramlik ki. Az "1" és a "2", fojtást is tartalmazó ágak hidraulikus ellenállása egymástól nagyságrendekkel különbözik. ($R_1 \ll R_2$)

Ennek hatása az, hogy $(D^2 - d_0^2) \frac{\pi}{4}$ felületnek megfelelő térből kiszoruló folyadék a fojtószelepen keresztül kénytelen távozni, ez a gyorsfutáshoz képest a p_2 nyomás jelentős növekedését váltja ki, és így fékezési állapot jön létre. A rendszer ellenkező irányu gyorsfutását visszacsapószelep biztosítja, amely a fékezés alatt zárt, a dugattyu ellenkező irányu mozgása során pedig nyitott állapotú.



2.18 ábra
Differenciáldugattyú fékezése a löket végén

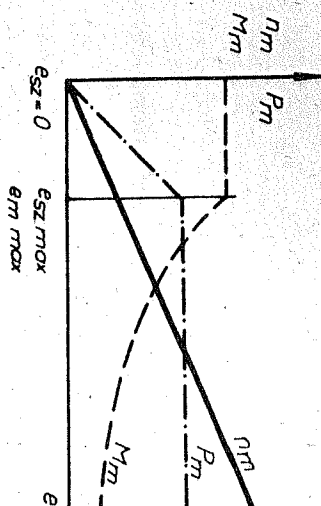
2.46 Változtatható folyadékhozamu szivattyúból
és változtatható fajlagos folyadékelnyelésű
motorból álló hidraulikus hajtómű

Szerszámgépeknél előnyösen alkalmazhatók a változtatható folyadékhozamu szivattyúból és változtatható folyadékelnyelésű motorból álló hidraulikus hajtóművek abban az esetben, ha a motor alsó fordulatszám-tartományban állandó nyomaték, egy kritikus fordulatszám felett pedig állandó teljesítmény leadása szükséges. A veszteségek ennél a hajtóműnél kizárólag a szivattyú és motor veszteségeire korlátozódnak, ellenében az ún. fojtásos körfojtamokkal, amelyek a működési tartomány jelentős részében elvi felépítésükből következőleg igen kedvezőtlen összehatásokkal rendelkeznek. A fentiekből következik, hogy már 4 kW teljesítmény felett célszerű ezek alkalmazása. A hidraulikus hajtómű elvi vázlatát a 2.19 ábra szemlélteti. A hajtómű legfontosabb karakterisztikáinak szempontjából teljesen közzömbös, hogy milyen a szivattyú és a motor felépítése: a hajtómű kialakítható, lapátos, radiál - vagy axiáldugattyús szivattyúból és motorból.



2.19 ábra
A hidraulikus hajtómű elvi vázlat

Az egyszerűség kedvéért feltételezzük azt, hogy mind a szivattyú, mint a motor veszteségmentes. A vizsgált karakterisztikák jellegét az egyes egységekben fellépő veszteségek ui. számottevően nem befolyásolják. A hajtómű fordulatszám-, nyomaték- és teljesítmény-jelleggörbét a szivattyú-, ill. motor-excentricitás függvényében a 2.20 ábra szemlélteti.



2.20 ábra
Hidraulikus hajtómű karakterisztikái

A hajtómű indítás előtti állapotában a szivattyú excentricitása zérus - tehát folyadékhozama zérus - és a motor excentricitása maximális, tehát adott nyomás mellett a legnagyobb nyomaték leadására képes. Az $e_{SZ} = 0$ - $e_{SZ \max}$ tartományban a motor excentricitása állandó, tehát a leadott nyomaték állandó, míg a szivattyú folyadékhozamának növekedése folytán nő a fordulatszám, és növekszik a leadott teljesítmény. A szivattyú excentricitásának maximális értékét elérve a változó szerepét a motor excentricitása veszi át, amely legnagyobb értékéről csökkenő irányban változik. Ennek következtében a leadott nyomaték csökken, a fordulatszám nő, aminek eredményeként a motor leadott teljesítménye állandó. A hajtóműbe - szivattyúba - bevezetett mechanikai teljesítmény - a veszteségektől eltekintve - a motor által leadott teljesítménynek megfelelően alakul.