

Kakucs András

**HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS GÉPEK
HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS IRÁNYÍTÁS
(jegyzet)**

Tartalom

7. HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS GÉPEK	3
7.1. A HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS GÉPEK OSZTÁLYOZÁSA	3
7.2. AZ ELTERJEDTEBB GÉPTÍPUSOK ÁLTALÁNOS ISMERTETÉSE	4
7.2.1. Hidrosztatikus gépek	5
7.2.2. Turbinák, turbókompresszorok, turbószivattyúk	17
7.2.3. Vízkerekek és egyéb gépek.....	25
7.3. A HIDRAULIKUS ÉS A PNEUMATIKUS GÉPEK MÉRETEZÉSE.....	27
7.3.1. Az energiaátalakítókat jellemző mennyiségek	27
7.3.2. A turbógépek rotorjának hidraulikája	36
7.3.3. Az energiaátalakítók jellemzőinek kísérleti meghatározása	40
7.3.4. Turbógépek hidraulikai modellezése.....	48
7.3.5. Turbógenerátorok munkapontjának meghatározása.....	54
8. HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS IRÁNYÍTÁS.....	60
8.1. A HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS IRÁNYÍTÁS ALAPELVEI.....	60
8.2. A HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS IRÁNYÍTÓRENDSZEREK FELÉPÍTÉSE	62
8.2.1. Generátorok és motorok.....	64
8.2.2. Visszacsapó-szelepek, lábszelepek	66
8.2.3. Útváltó-, irányváltó- és indítószzelepek	67
8.2.4. Biztonsági- és túlfolyó-szelepek.....	72
8.2.5. Előfeszítő- és ellenállás-szelepek	74
8.2.6. Nyomáscsökkentő szelepek.....	75
8.2.7. Nyomásnövelők	76
8.2.8. Nyomáskiegyenlítők.....	77
8.2.9. Tehermentesítők	78
8.2.10. Sorrendszabályzók.....	78
8.2.11. Fojtószzelepek és elzárószelepek	79
8.2.12. Áramállandósítók	81
8.2.13. Áramelosztók	82
8.2.14. Áramláskorlátozók	83
8.2.15. Tartályok	84
8.2.16. Vezetékek.....	88
8.2.17. Szűrők.....	89
8.2.18. A munkaközeg minőségét befolyásoló egyéb eszközök	93
8.2.19. Mérőműszerek	95
8.2.20. A munkaközeg.....	96
8.3. A HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS IRÁNYÍTÓRENDSZEREK MŰKÖDÉSE.....	97
KÖNYVÉSZET	102

7. HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS GÉPEK

7.1. A hidraulikus és pneumatikus gépek osztályozása

A hidraulikus és pneumatikus gépek energia-átalakító szerkezetek, melyek az energia-átalakítás iránya szerint – akárcsak az elektromos gépek – három nagy kategóriába sorolhatók:

- *generátorok*, melyek a primer mechanikai energiát szekunder hidraulikai, illetve pneumatikai energiává alakítják át;
- *motorok*, melyek egy folyadék hidraulikai vagy egy gáz pneumatikai primer energiáját mechanikai szekunder energiává alakítják át;
- *transzformátorok*, melyek egy adott természetű primer energiát ugyanolyan természetű szekunder energiává alakítják át, azonban e folyamat alatt ennek valamely paramétere (például a nyomás, fordulatszám vagy forgatónyomaték) megváltozhat. Ha a primer és a szekunder energia mechanikai, akkor az energiaátvitel pedig valamilyen folyékony vagy gáznemű közegen keresztül megy végbe. Ugyanebbe a kategóriába tartoznak azok a gépek, amelyeknél a primer energia hidraulikai, a szekunder pedig pneumatikai, illetve amelyeknél a primer pneumatikai és a szekunder hidraulikai.

Az említett hidraulikai és pneumatikai energia (másképpen *folyadékenergia*, illetve *gázenergia*) a közeg munkavégző-képességét jelenti. A gyakorlatban e mennyiségeket legtöbbször úgy tekintjük, mint a közeg mozgási és helyzeti energiáinak összegét (tehát ekkor az tulajdonképpen szintén mechanikai energia), termodinamikai átalakulást szenvedő gázok esetében azonban a belső energia változásával is számolnunk kell. Megjegyzendő, hogy a pneumatika tárgyköre nem terjed ki a ki az erőteljes termodinamikai állapotváltozást mutató gépek (például gőz- és gázmotorok, hűtőgépek) tanulmányozására.

Ha néhány példával szeretnénk szemléltetni e három típusú szerkezetet, akkor generátorként megemlíthetjük a folyadék nyomásának növelésére használt szivattyúkat és a gáz sűrítésére használt kompresszorokat, melyekben a gépet hajtó motor primer mechanikai energiája a közeg szekunder hidraulikai, illetve pneumatikai energiájának növelésére fordítódik. Megjegyzendő, hogy a folyadékok nyomását növelő gépeket általában *szivattyúnak*, a gázokét pedig *kompresszornak* (vagy légsűrítőnek) nevezzük. Mindkét géptípust a megvalósított nyomásnövekedés szerint osztályozzák, a kompresszorokat pedig külön nevezik meg. Így a gáznemű anyagok sűrítésére használt gépek lehetnek:

- *ventilátorok*, az általuk létrehozott nyomásnövekedés legtöbb 10 %
- *fúvók*, melyek esetében a kilépő és a belépő nyomás aránya 1.1 és 3 között van;
- tulajdonképpeni *kompresszorok*, amikor a nyomásarány 3-nál nagyobb.

A szivattyúkat az általuk létrehozott nyomáskülönbség szerint

- alacsony ($\Delta p < 1 \text{ MPa}$),
- közepes ($\Delta p = 1 \dots 10 \text{ MPa}$) és
- nagynyomású ($\Delta p > 10 \text{ MPa}$)

szivattyúk kategóriájába sorolják. A nyomáskülönbséget a műszaki gyakorlatban atmoszférában, bárban vagy vízoszlop-magasságban adják meg, ez utóbbi esetben a nyomást az 1 m magas vízoszlop hidrosztatikai nyomásához viszonyítják (ezek nem SI egységek).

Motorként példának említhetjük a vízerőművek turbináit, amelyek a víz primer energiáját tengelyüknek forgó mozgása révén szekunder mechanikai energia formájában adják át az áramfejlesztőnek. Hasonló elven működnek a különböző forgó mozgást végző pneumatikus szerszámgépek, amelyeket sűrített levegő hajt.

Ha a motort valamilyen természetes energiahordozó működteti (például a szél), akkor elsőrendűnek vagy primernek is szokták nevezni, ellenben a motor másodrendű vagy szekunder (ilyen például a sűrített levegővel működtetett motor).

Elméletileg a legtöbb hidraulikus és pneumatikus gép megfordítható: az működhet generátorként is és motorként is. A gyakorlati célokat szolgáló megfordítható gépek speciális tervezésűek, ugyanis például egy turbinaként használt közönséges szivattyú hatásfoka túl alacsony lenne.

Egy generátor (például egy szivattyú) és egy motor (például egy turbina) összekapcsolásával egy transzformátort kapunk: a generátor tengelyéről a forgatónyomaték a motor tengelyére a munkavégző közegen keresztül kerül át, így a gép két tengelye között nincs közvetlen merev mechanikai kapcsolat. Ezen az elven alapul például a hidraulikus tengelykapcsoló működése.

A transzformátorok közé sorolhatjuk a már tanulmányozott hidraulikus prést (a reáható erőt növeli meg), a nyomásnövelőt és a nyomáscsökkentőt is.

A felsorolt három nagy kategóriába tartozó gépek tovább osztályozhatók. Így szerkezeti felépítésük és működésük szerint lehetnek:

- hidrosztatikus gépek,
- turbógépek (turbinák, turbókompresszorok, turbószivattyúk) és
- egyebek, például vízkerekek, vízkiemelő szerkezetek stb.

A szóban forgó hidraulikai vagy pneumatikai energia tulajdonképpen mechanikai energia, az lehet kinetikus, a gravitációs térben fellépő helyzeti vagy a közeg nyomásából származó potenciális energia. Az energiaátalakításban megjelenő mechanikai energia fajtája szoros kapcsolatban áll az áramló közeg hozamával és nyomásával s ezzel az adott géptípus szerkezetével is. Az előbbi felsorolás tehát tulajdonképpen a hasznosított energia típusa szerinti osztályozást is jelenti.

A hidrosztatikus gépek hozama alacsony, de közeg nyomása rendszerint magas. Ilyen gépek a térfogat kiszorítású szivattyúk és kompresszorok, valamint azok megfordításából származó motorok. Ezek a szerkezetek a közeg hidrosztatikai nyomását növelik meg, illetve a nyomáskülönbség miatt fellépő hidrosztatikai erőt, a nyomásból származó potenciális energiát hasznosítják.

Ugyanolyan teljesítmény mellett a turbógépeken áramló közeg hozama az előbbieknél nagyobb, a nyomás pedig alacsonyabb. Ezeknek a szerkezeteknek az energia-átalakító gépeleme a lapátokkal ellátott járókerék. A turbógépek működése az áramló közeg sebességének (impulzusának) megváltozásával magyarázható. Az akciós turbinák az áramló közeg mozgási energiáját alakítják át, esetükben a nyomáscsökkenéssel együtt járó sebességnövekedés (tehát a mozgási energia növekedése) még a turbinán kívül, az injektorokban történik. Ez a gépfajta nem fordítható meg. A reakciós turbinákban és a megfordításukból származó turbógenerátorokban az energia átalakítása a járókerék lapátjai között történik, így például a reakciós turbina a nyomásból származó helyzeti energiát is hasznosítja a kinetikus energia mellett.

A harmadik kategóriába tartozó gépek, mint például az elevátorok és a vízkerekek, légköri nyomású folyadékmennyiséget emelnek nem túlzott magasságba, illetve csekély esésű vízfolyás energiáját (többnyire a szintkülönbség helyzeti energiáját) alakítják át.

Megjegyzendő, hogy a gázok összenyomhatósága miatt a pneumatikus gépekben végbemenő folyamatok termodinamikai jelenségek, éppen ezért e gépeket inkább a műszaki termodinamika keretén belül tárgyalják.

7.2. Az elterjedtebb géptípusok általános ismertetése

Az alábbiakban néhány gyakrabban használt géptípus szerkezetét és működési elvét ismertetjük.

A kétfajta közeg eltérő fizikai tulajdonságai miatt a hasonló elven alapuló gépek szerkezete különbözhet attól függően, hogy hidraulikus vagy pneumatikus gépről van-e szó.

A gázcseppfolyósító berendezésekben használt szerkezetek (kompresszorok, expandőrök) és a nagyon magas nyomású kompresszorok, a közeg megnövekedett viszkozitása és a folyadékfázis megjelenésének veszélye miatt inkább a hidraulikus gépekhez hasonlítanak.

7.2.1. Hidrosztatikus gépek

7.2.1.a. A lengődugattyús szivattyú

A térfogat-kiszorítású szivattyúk és kompresszorok egyik alapvető típusa a lengődugattyús gép: ez egy szelepekkel ellátott hengerből és a hengerben mozgó dugattyúból áll (7.1. ábra). Amikor a dugattyú az alsó holtpont fele mozog, tehát a hengerfejtől távolodik, a gép belső térfogata megnő és azt a beömlőszelepen (szívószelepen) keresztül beáramló közeg tölt ki. Ezalatt a kiömlőszelep zárva van. A második ütemben, amikor a dugattyú a felső holtpont fele mozog, a belső térfogat csökken, a kiömlőszelepen (nyomáskibocsátó szelepen) keresztül pedig a megnövekedett nyomású közeg távozik; a bebocsátó szelep ekkor zárva van.

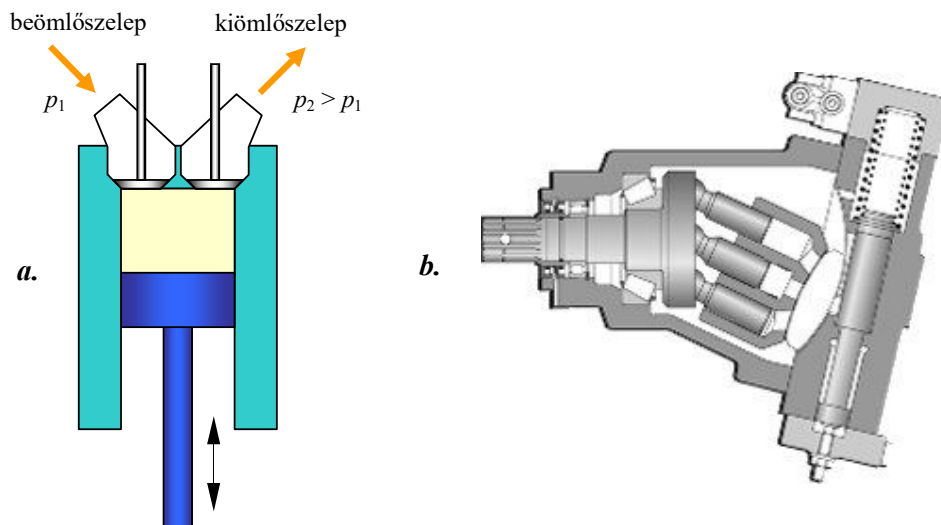
A szelepeket rendszerint valamilyen rugós vagy ellensúlyos szerkezet tartja zárva, a szelepek nyitását és zárását ekkor a nyomáskülönbség vezérli. A meghajtó motor tengelyének forgómozgását a dugattyú oda-vissza mozgatásához valamilyen mechanizmus alakítja át. Kompresszorok esetében ez általában egy forgattyús-hajtórudas mechanizmus, míg folyadékszivattyúk esetében, a nagyobb igénybevétel miatt ez egy bütykös tengelyes-tapogató, excenteres vagy valamilyen bonyolultabb szerkezet.

Kompresszorok esetében a dugattyút rendszerint gyűrűk tömítik és a súrlódás csökkentésének érdekében olajjal kenik. A szivattyúk esetében a tömítés és a kenés szerepét a továbbított folyadék látja el.

A dugattyúk elrendezése szerint a szivattyúk (és a kompresszorok) lehetnek

- axiáldugattyús,
- radiáldugattyús és
- soros dugattyús

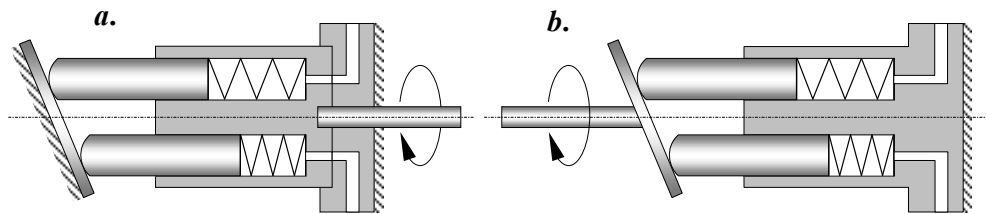
gépek.



7.1. ábra. Dugattyús szivattyú elvi vázlatja (a.) és egy megvalósítása (b.)

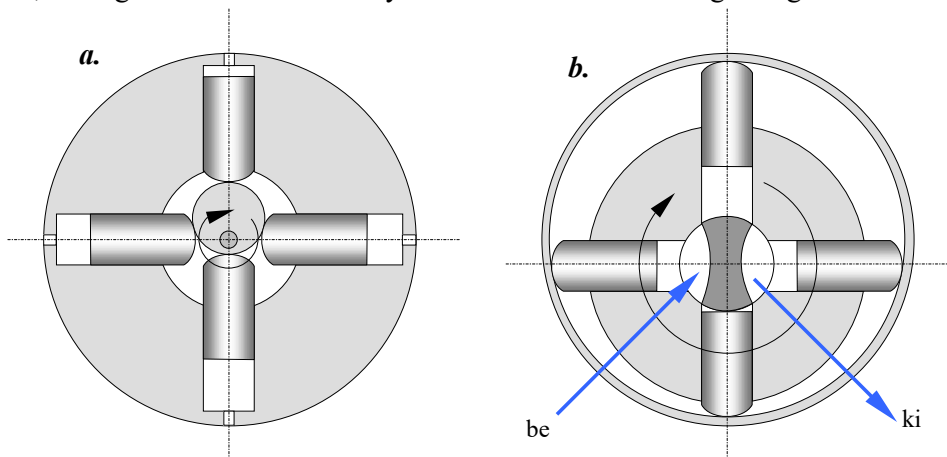
A 7.1. ábra jobb oldalán egy axiáldugattyús szivattyút láthatunk. A szivattyút a bal oldali, csapágyazott bordástengely működteti, amelyhez a dugattyúk egy tárcsán keresztül gömbcsuklóval illeszkednek. A hengereket egy, a tengellyel együtt forgó testben (rotorban) körkörös kiképzett furatok alkotják. A forgómozgást a meghajtó tengelyről a rotorra maguk a dugattyúk viszik át. A hengerek (az említett furatok) a bordás hajtótengelyhez viszonyítva egy bizonyos szögben, a rotor tengelyétől bizonyos távolságra állnak, így annak körbefordulása során a dugattyúk ki-be mozognak. E mozgás amplitúdója a rotor dőlésszögétől függ, azt pedig a gép jobb oldalán látható mechanizmussal állíthatjuk be. Ha a dőlésszöget csökkentjük, akkor a szivattyú hozama is csökkenni fog, ha pedig a hengerek párhuzamosak lesznek a hajtótengellyel, akkor a ki-be mozgás megszűnik és a szivattyú hozama nullára esik vissza.

Az előbbieken alkalmazott működési elvre támaszkodva más elrendezésű dugattyús szivattyúkat is alkottak. Vannak olyan szivattyúk, amelyeknél a hengerek párhuzamosak a hajtótengellyel, a ki-be mozgást pedig egy ferdén elhelyezett tárcsa hozza létre. E tárcsa lehet rögzített (a 7.2. ábra bal oldalán, ekkor a hengerek forognak), vagy pedig foroghat (a 7.2. ábra jobb oldalán, ekkor a hengerek rögzítettek). Ha a tárcsa dőlésszöge állítható, akkor azzal a szivattyú hozama szabályozhatóvá válik.



7.2. ábra. Rögzített- (a.) és forgótárcsás (b.) axiális dugattyús szivattyú

A 7.1.b. és a 7.2.a. ábrákon látható elrendezéseknél nincsenek tulajdonképpeni szelepek, a folyadék ki- és beáramlása az állórészben kialakított csatornákon keresztül történik. Amíg egy henger belső térfogata növekszik, addig az illető henger a forgórész furatán keresztül a szívócsomok fele vezető csatornával áll összeköttetésben. Miután a forgórész átfordul és a henger belső térfogata csökkenni kezd, a henger kivezető furata a nyomócsomok fele vezető üregbe fog torkollani.



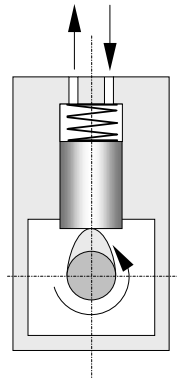
7.3. ábra. Rögzített- (a.) és forgóhengeres (b.) radiális dugattyús szivattyú

Az előzőekben bemutatott dugattyús szivattyúkat a hengerek elrendezése miatt axiálisnak vagy axiáldugattyúsoknak nevezik. Léteznek azonban radiális gépek is, ahol a hengerek

elhelyezkedése a meghajtó tengelyre merőleges és sugárirányú. A 7.3. ábrán két ilyen gép vázlata látható. A bal oldali ábrán látható gép hengerei rögzítettek, a dugattyúkat egy, a hajtótengelyre erősített bütyök vagy excenter mozgatja. A jobb oldali ábrán látható típus hengerei a hajtótengelyre rögzített rotor radiális furatai, melyek tehát forgó mozgást végeznek, a dugattyúk mozgását pedig az állórész excentrikus belső palástja idézi elő. Ez utóbbinál a szelepek szerepét a rotor tengelyében levő álló (a szivattyú állórészéhez rögzített) vezérlőtengely végzi, amely a rotor belső üregét két részre osztja. Az ábrázolt forgásirány mellett a hengerek a bal oldali üregből szívják és a jobb oldali üregbe nyomják a szivattyúzott folyadékot.

E radiális gépek hozama az excentrikusság szabályozásával állítható. Az excentrikusság csökkentésével a szivattyú hozama is csökkenni fog.

A lengődugattyús szivattyúk harmadik típusa a soros dugattyús gép. Ezek egy vagy több sorban elhelyezett dugattyúkkal készülnek. A szivattyút egy bütykös-tengely vagy excenter működteti, a tömör dugattyúk mint tapogatók dolgoznak (7.4.) ábra.



7.4. ábra. Soros dugattyús szivattyú egy hengerének keresztmetszete

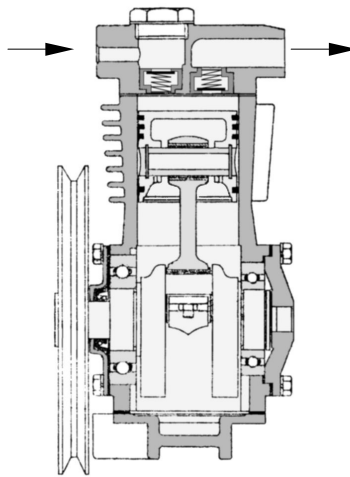
A soros dugattyús szivattyú hozama egyes elrendezéseknél pontosan állítható, emiatt elterjedten használják belsőégésű motorok üzemanyag-befecskendező szivattyújaként. A hozam beállításának érdekében a henger falán egy nyílást képeznek ki, amelyen a felfele mozgó dugattyú előtt a folyadék visszaáramlik. Amint a dugattyú elhalad a nyílás előtt a visszaáramlás megszűnik (a dugattyú elzárja a nyílást), onnan kezdve a szivattyú a folyadék a kibocsátószelepen keresztül távozik. A szivattyú által továbbított folyadék mennyisége a nyílás helyzetétől függ, azt pedig valamilyen mechanizmussal lehet beállítani.

A lengődugattyús szivattyúk dugattyúi a nagy igénybevétel miatt valamilyen kemény acélból készülnek (például krómacél vagy csapágyacél) és felületüket rendszerint cementálják. A rotort, amelyben a hengereket képezik ki, valamint a súrlódásnak kitett alkatrészeket kopásálló fémből öntik (például foszforbronzból vagy hőkezelt öntöttvasból), a szivattyúház pedig szürkeöntvény vagy dúralumínium-öntvény. A hajtótengely acélból készül. A dugattyú és a henger fala közötti játék a kielégítő tömítettség érdekében eléggé kicsi kell legyen (5...10 μm).

A lengődugattyús szivattyúk által létrehozható nyomás felső határa 100 MPa, hatásfokuk pedig 90 % körül van. Hozamuk rendszerint nem túl magas. Az axiáldugattyús szivattyú a radiálisnál a kedvezőbb tömeg/teljesítmény aránya miatt elterjedtebb. Legfőbb hátrányuk a szivattyúzott hozam és a létrehozott nyomás lüktetése, amelyet a hengerek számának növelésével lehet csillapítani. Hátrányaik között szokták felsorolni még a bonyolult szerkezetüket és azt, hogy a szállított folyadékban levő szennyeződések korai tönkremenetelhez vezethetnek.

7.2.1.b. A lengődugattyús kompresszor

A dugattyús kompresszor működési elve a dugattyús szivattyúéhoz hasonló, a továbbított közeg tulajdonságai miatt felépítése azonban attól különböző. A legegyszerűbb dugattyús kompresszor felépítésében a 7.1.a. ábrán látható vázlatot követi. Egy klasszikus szerkezetű kompresszor hengere egy kopásálló fémből (például gömbgrafitos öntöttvas) készült hüvelyből áll, melyet felülről a hengerfej zár le és valamilyen hőcserélő vesz körül. A hőcserélő a gáz összenyomásakor felszabaduló hőt kell elvezesse; az lehet egy alumínium hűtőborda (ekkor a hengert és a hengerfejet a körülötte áramló levegő hűti), vagy pedig egy hűtőfolyadékos köpeny. A hengerfej többnyire alumíniumötvözetből készül (könnyű és jó hővezető), benne foglalnak helyet a szelepek. A dugattyú anyaga valamilyen könnyű és kopásálló ötvözet, rendszerint acél dugattyúgyűrűk tömítik. A meghajtó könyökös tengely (forgattyú) forgómozgását egy hajtórúd alakítja át a dugattyú oda-vissza mozgásává. Egy ilyen kompresszor metszete látható a következő (7.5.) ábrán.



7.5. ábra. Dugattyús kompresszor

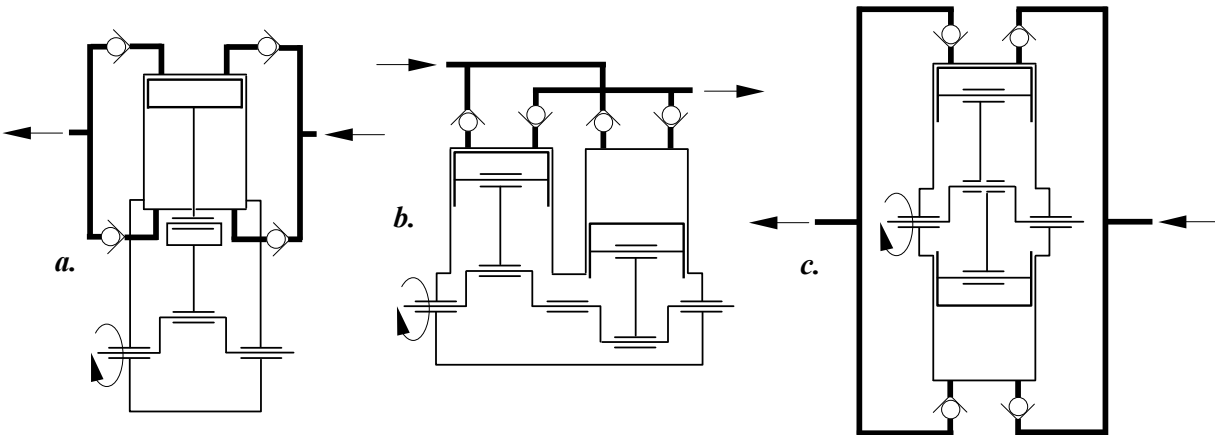
Az ábrázolt egyhengeres dugattyús kompresszor által szolgáltatott hozam igencsak lüktet, mivel a gép csak az egyik üteme alatt bocsát ki sűrített gázt. Ennek elkerülése végett és a hozam növelésének céljából különböző megoldásokat vezettek be. Az egyik ilyen megoldás a kettős hatású hengerek alkalmazása (7.6.a. ábra): ekkor a henger belső tere a dugattyú mindkét oldalán munkavégző térré változik, mialatt az egyik oldalon a dugattyú szív, a másik oldalon a gáz sűrítése megy végbe.

A hozam kiegyenlítésének és növelésének második lehetséges útja a két vagy több, párhuzamosan használt, egyforma henger alkalmazásával kialakított kompresszor. A hengerek elhelyezkedése többnyire soros (ekkor a hengerek egy sorban állnak), de léteznek másfajta megoldások is, például szemben, V vagy W alakban (két, illetve három sorban), valamint csillag alakban (egy síkban, radiálisan) elhelyezkedő hengerekkel. A 7.6. ábrán kéthengeres kompresszorok vázlatai láthatók, amelyeknél míg az egyik henger szív, addig a másik hengerben a második ütem, a sűrítés zajlik le. A b. ábrán a hengerek egy sorban, a c. ábrán egymással szemben helyezkednek el.

Amint az a 7.6. vázlaton látható, a kettős hatású hengernél a dugattyú egy rúddal kapcsolódik a hajtókarhoz: az illesztést *keresztfejnek*, a rudat *keresztfej-vonórúdnak*, a dugattyút pedig *keresztfejesnek* nevezik. Az ilyen dugattyú alakja egy tömör hengerhez hasonló és mindkét oldala a munkavégző térrel határos.

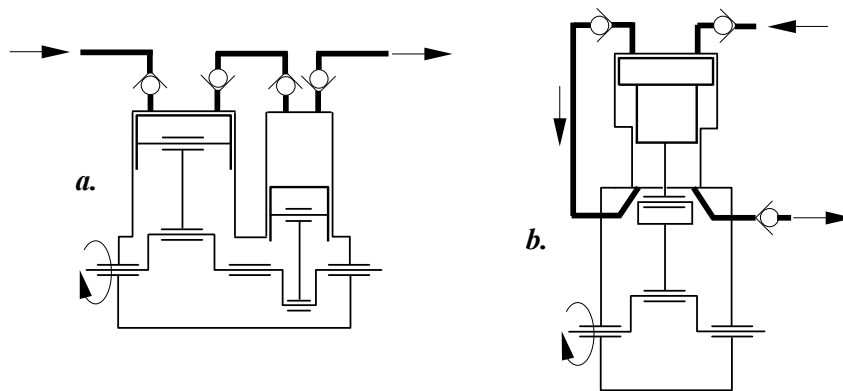
A hajtórúdhoz csapszeggel csatlakozó dugattyútípus kiképzése fazékszerű (mint a 7.5. ábrán) és csak az egyik oldala határos a munkavégző térrel, a másik a környezettel áll kapcsolatban. Ez a fajta *búvárdugattyú* néven ismeretes.

Az egyszeres hatású egyhengeres kompresszorokat (és szivattyúkat) *szimplex*, míg a többhengereket pedig *duplex*, *triplex*, *quadruplex* névvel illetik a hengerek számának függvényében.



7.6. ábra. Kettőshatású (a.), soros (b.) és ellendugattyús (c.) kompresszor

A bemutatott kompresszorokban, függetlenül a hengerek számától, a gáz nyomásának a növelése egyetlen ütem alatt megy végbe, ezért ezt a típust *egylépcsős*nek nevezik. Az egylépcsős dugattyús kompresszor által létrehozott nyomásnövekedés eléggé nagy lehet, azonban az nem mindig éri el a kívánt értéket. A technikai szempontok mellett termodinamikai megfontolások alapján is a nagyobb nyomásnövekedés elérése céljából érdemesebb *többlépcsős* kompresszorokat tervezni.



7.7. ábra. Kétlépcsős kompresszorok

A kétlépcsős kompresszor (7.7.a. ábra), akárcsak a duplex kompresszor, két hengerből áll, de ezek a hengerek nem egyformák. Az első henger belső térfogata nagyobb, a benne összenyomott gáz, gyakran annak visszahűtését követően, a második, kisebb belső térfogatú hengerbe jut, ahol a nyomása a következő ütemben növekedik tovább. A lökettérfogatok aránya az első lépcsőfok által létrehozott kompressziótól függ.

A kétlépcsős kompresszor megvalósítható egy olyan kettős hatású géppel is, ahol a dugattyú két oldalán a lökettérfogat nem azonos (7.7.b. ábra). Az alkalmazott dugattyútípust lépcsős vagy peremes dugattyú néven említik.

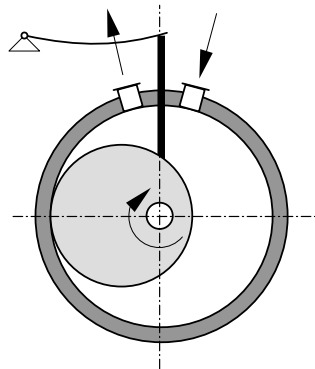
A lengődugattyús kompresszorral létrehozható nyomásnövekedést és a gép hatásfokát termodinamikai számításokkal lehet meghatározni.

A megvalósított kompresszorok hatásfoka magas, viszont a porral szennyezett gáz a gép korai kopásához vezet. A nyomásnövekedésnek határt szabhat a gáz cseppfolyósodása is, a hengerben megjelenő folyadék tönkretelheti a gépet. A gáz összenyomásakor felszabaduló hő miatt a dugattyú súrlódásának csökkentésére használt olaj kenőképesége csökken, a túlzott felmelegedés miatt akár el is éghet. E kompresszortípus hátrányai között szerepel az a tény is, hogy a továbbított gáz a kenőanyaggal szennyeződik.

7.2.1.c. A forgódugattyús szivattyú és kompresszor

A forgódugattyús gépben a dugattyú a hengerben forgómozgást végez. A dugattyú excentrikus, palástja a henger belső falát érinti. A dugattyú két alapköre a hengert lezáró fedelekekhez illeszkedik. A térfogat-kiszorítás az érintkező felületek és a dugattyú palástjához illeszkedő lemez által lehatárolt térrészben megy végbe (7.8. ábra). A lengődugattyús gépeknél alkalmazott mozgásátalakító mechanizmusokra most nincs szükség, viszont a dugattyú megfelelő tömítése nehézsége jelent. A viszkózusabb folyadékok esetében maga a szivattyúzott folyadék tömít, gáznemű anyagok esetében a tömítést a hengerbe juttatott sűrű olajjal oldják meg.

Ezt géptípust többnyire vákuumszivattyúként használják.



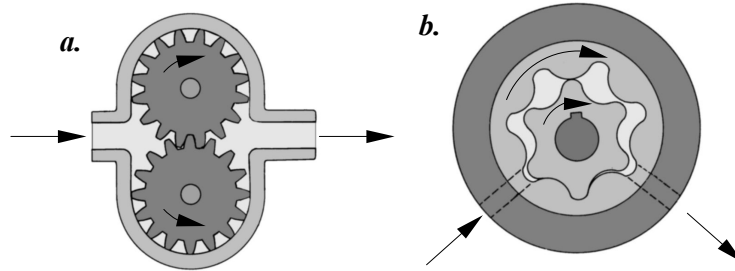
7.8. ábra. Forgódugattyús kompresszor

7.2.1.d. A fogaskerék-szivattyú és motor

A fogaskerék-szivattyú (fogaskerekes szivattyú) szintén térfogat-kiszorítású gép, amelynek mozgó része két egymással kapcsolódó fogaskerekből áll. A fogaskerekeket magába foglaló szivattyúház be- és kimenete közötti szabad átfolyást a fogaskerekek megakadályozzák. A fogaskerekek oldal- és homloklapfelülete és a ház között keskeny rés van, emiatt a gép tömítése viszonylag gyenge és csak viszkózus folyadékokkal használható gazdaságosan. A szivattyúzott közeg a szomszédos fogak közötti szabad teret kitöltve jut át az alacsony nyomású térrészből a másik, magasabb nyomású térrészbe. Ez a szabad tér a kapcsolódó fogak között beszűkül – itt történik meg a térfogat kiszorítása.

A fogaskerekek gyakran evolvens fogazatúak, ugyanis ezek könnyebben kivitelezhetőek, de találkozhatunk például ciklois profilú fogaskerekekkel megvalósított gépekkel is. A ciklois fogazás előnye az, hogy a kerekek kapcsolódásánál nem marad holt tér és a fogak közötti szabad tér sokkal nagyobb lehet. A két fogaskerék közül az egyiket valamilyen motor, a másikat pedig az előbbi fogaskerék hajtja meg.

A fogaskerek egyik lehet belső fogazású. A 7.9. ábrán két példát láthatunk, a baloldali egy külső, evolvens fogazású, a jobboldali pedig belső, ciklois fogazású kerekkel rendelkező változat. A külső fogazású gépekben a két fogaskerék általában azonos, a belső fogazásúaknál pedig a belső fogaskerék átmérője nyilván kisebb, mint a külsőé.



7.9. ábra. Fogaskerék-szivattyú külső (a.) és belső (b.) fogazású kerekkel

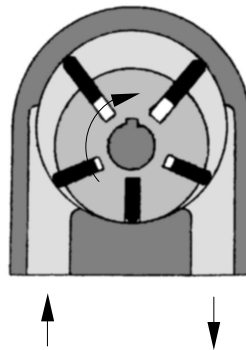
A bemutatott belső fogazású változatnál a ciklois alakú fogak alul-felül zárnak. Evolvens fogak esetében ez nem történik meg, ekkor az alacsony és a magas nyomású ágat a két fogaskerék közötti űrt kitöltő, a szivattyúházhoz tarozó kifli alakú darab választja el.

E géptípust inkább szivattyúként használják, a hidrosztatikus körökben ez a legelterjedtebb szivattyúfajta. A fogaskerék-szivattyúk hatásfoka kisebb, mint a dugattyús szivattyúké, felépítésük viszont jóval egyszerűbb és kevésbé érzékenyek a szállított folyadékban levő apróbb szennyeződésekre. Robusztus felépítésük miatt megbízhatóak, üzembiztosak, emiatt előszeretettel alkalmazzák kenőolaj- és üzemanyag-szivattyúként is. A fogaskerék-szivattyú által létrehozható nyomás kisebb, mint a dugattyús szivattyú esetében, többlépcsős fogaskerék-szivattyúkkal megvalósítható nyomásnövekedés több tíz MPa is lehet.

Habár hatásfoka nem túl magas, motorként való felhasználása mellett szól kis mérete és az egyszerű szerkezete.

7.2.1.e. Forgólapátos szivattyú, kompresszor és motor

A forgólapátos szivattyú egy olyan térfogat-kiszorítású gép, amelynél a közeg kiszorítása egy excentrikus rotor sugárirányú lapátjai között beszűkülő térfogatban történik. A lapátok a rotorban kiképzett résekben elmozdulhatnak és a reájuk ható centrifugális erő és esetleg egy nyomórugó hatására az állórész hengeres falához szorulnak.



7.10. ábra. Forgólapátos szivattyú

A forgórész excentrikussága miatt a körbefordulás során a két szomszédos lapát közötti térfogat folyamatosan változik, a szívócsenk felől nézve kezdetben növekszik, majd csökken (7.10. ábra). Amennyiben a rotor excentrikussága változtatható, a szivattyú hozamát szabályozni tudjuk.

E géptípust, felépítésének lényeges megváltoztatása nélkül, egyaránt alkalmazzák folyadékok és gázok nyomásának növelésére. A rotor és a sztator (az állórész) öntéssel készül, a forgólapátok által súrolt felületeket cementálják. A lapátok anyaga acél. A lapátok játéka a forgórészben kiképzett résekben a kellő tömítés kedvéért minimális kell legyen, de ugyanakkor lehetővé kell tegye a lapátok szabad ki-be mozgását.

A forgólapátos kompresszor lapátjait olajozni, kenni kell, minek következményeként az összenyomott gáz kenőanyaggal szennyezett. Csendes működése miatt gyakran használják olyan szerkezetekben, amelyek nem kelhetnek erős zajt (például légkondicionáló berendezések kompresszoraként).

A tapasztalat szerint az enyhén hátrafele döntött lapátokkal elkészített gép hatásfoka kedvezőbb.

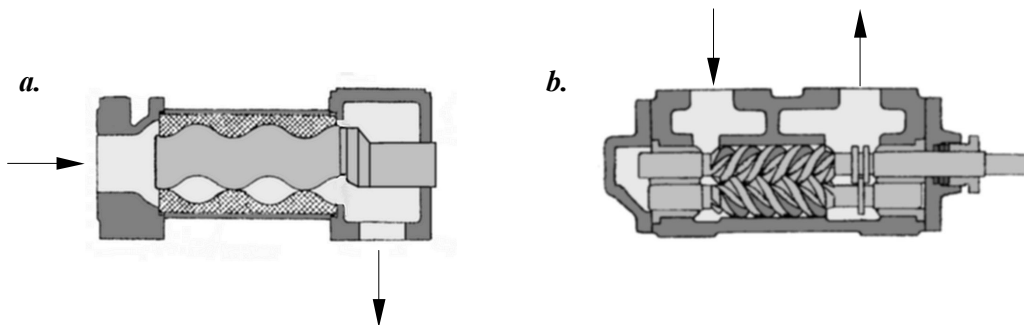
Ha a forgólapátos gépet magasnyomású közeggel tápláljuk, az motorként fog működni.

7.2.1.f. A csavarszivattyú

A csavarszivattyú (csavarorsós szivattyú) a hidrosztatikus gépek egy újabb típusa. Két fő változata van: vannak egycsavaros és vannak többcsavaros szivattyúk.

Az egyetlen csavarral felépített szivattyú egy lekerékített, nagy lépésű (az emelkedése kb. 60°), egybekezdésű menettel ellátott tengelyből áll, mely egy kétszer olyan nagy lépésű, két bekezdésű belső menettel ellátott sztatorban forog. Mindkét rész menetiránya azonos. A forgórész cementált acélból, az állórész menetes része pedig gumiból készül (7.11.a. ábra). A két menet alakváltozás nélkül nyilván nem illeszkedik egymáshoz, a kisebb lépésű külső menet a nagyobb lépésű belső menetben üregeket különít el. Ezeknek az üregeknek a geometriája a tengely körbefordulásakor nem változik, de a tengely egyik vége felől, bennük a szivattyúzott folyadékkal, a másik vége felé mozognak. A nyomásnövekedés a nyomócsenk felőli üregben jön létre.

Ezt a szivattyútípust paszterező vagy nagyobb méretű szennyeződések tartalmazó folyadékok esetében használják, például szennyvízszivattyúként. Hátránya a gumi alakváltozásából fakadó energiavesztés és az éles szennyeződések által okozott korai tönkremenetel.



7.11. ábra. Csavarszivattyúk

A kétszavaros szivattyú két azonos geometriájú, de ellentétes menetirányú csavarból áll. A két menet egymáshoz kapcsolódik, a csavarok ellenkező irányba forognak. A kapcsolódó, cementált acélból készült menetek és a merev szivattyúház között zárt üregek alakulnak ki, amelyek, akárcsak az egycsavaros szivattyú esetében, a tengely egyik végétől a másik vége felé mozognak.

Megvalósítását tekintve két műszaki megoldás terjedt el: az egyszerűbb felépítésű szivattyúkban az egyik csavar közvetlenül (a kapcsolódó menetsókkal) hajtja a másikat, mint a

7.11.b. ábrán, míg egy másik, bonyolultabb megoldásban a két csavar egy fogaskerék-áttétellel kapcsolódik egymással.

Az egyszerűség mellett az első megoldás előnye az érintkező menetek által létrehozott jobb tömítés. A fogaskerekes szerkezetnél a menetek között rés van, ezért szokás még „vizzáró”, illetve „nem vizzáró” jelzővel ellátni e kétfajta gépet. E rés miatt a fogaskerekes típus által létrehozott nyomás néhány MPa, míg a vizzáró változattal tízszer nagyobb nyomásnövekedést is elérhet. A nem vizzáró változat hatásfoka a szivárgás miatt, a vizzáró változat hatásfoka viszont az egymással érintkező, súrlódó csavarok miatt csökken. A hatásfok mindkét esetben 85 % körül van.

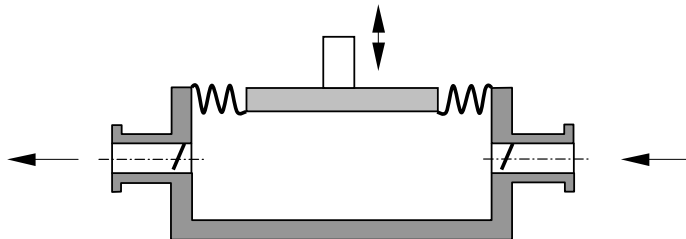
Bár a csavarszivattyú elvileg megfordítható és motorként is használható lenne, a gyakorlatban ilyen felépítésű motorral nem találkozunk.

Megjegyzendő, hogy léteznek többszavas és több lépcsős csavarszivattyúk is.

7.2.1.g. Membrános szivattyú, kompresszor és motor

A membrános gépek esetében a térfogat-kiszorítás egy szelepekkel ellátott, rugalmas membránnal lezárt szelencében történik (7.12. ábra). Amikor a membránt felfele mozgatjuk, akkor a szelence belső térfogata megnő, a szívócsonc felől fluidumot szív be. Amikor a membránt lefele mozgatjuk, akkor a szívószelep lezár és a megnövekedett nyomású fluidum a kibocsátó szelepen keresztül távozik.

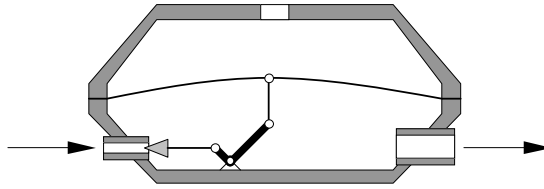
A membrános szivattyú és a membrános kompresszor egymással érintkező mozgó alkatrészek nélkül dolgozik. Szerkezete teljesen zárt. Az egymással súrlódó alkatrészek hiánya miatt nem igényel kenést, a továbbított közeg tehát nem szennyeződik. E tulajdonságai miatt olyan helyeken használják, ahol a szállított fluidum nem érintkezhet a környező levegővel (például a vér), nem szivároghat (veszélyes anyagok) vagy nem szennyeződhet a mozgó alkatrészek kopásából származó anyagokkal. E szerkezet műszaki alkalmazásai között találjuk például a régebbi típusú benzinmotorok üzemanyag-szivattyúját. Membrános szivattyúnak tekinthető a szív is.



7.12. ábra. Membrános szivattyú

A membrános szivattyúhoz hasonlít a tömlős szivattyú. Itt a membrános szelence helyét egy rugalmas tömlő veszi át, a folyadék továbbítását pedig a tömlőn végigguruló görgő végzi el. E szerkezetnek szelepei sincsenek, a folyadék visszaáramlását a tömlő összenyomott keresztmetszete akadályozza meg. Ezen az elven alapszik a bélrendszer működése is (ott a görgők szerepét a bél falának izmai veszik át).

A membrános szivattyú fordítottja a membrános lineáris motor: a szelencét lezáró membrán két oldalán fellépő nyomáskülönbség annak elmozdulásához vezet, mely elmozdulás a nyomáskülönbséggel arányos. E tulajdonsága miatt e készüléket gyakran használják nyomásmérő jelátalakítóban (traduktorokban) és nyomásszabályzó berendezésekben. A 7.13. ábrán egy ilyen nyomásszabályzó elvi vázlatát láthatjuk: amennyiben az átáramló közeg nyomása ingadozik, úgy a membránhoz kapcsolt tűszelep a beömlés keresztmetszetét automatikusan megváltoztatja. Például, ha a nyomás megnövekedne, úgy a szelep jobban zárul s így az nagyobb hidraulikus ellenállást okozván a nyomás csökkenését idézi elő. A kiáramló közeg nyomása tehát bizonyos határok között tartható.



7.13. ábra. Membrános nyomásszabályzó

7.2.1.h. Lengődugattyús hidraulikus motorok

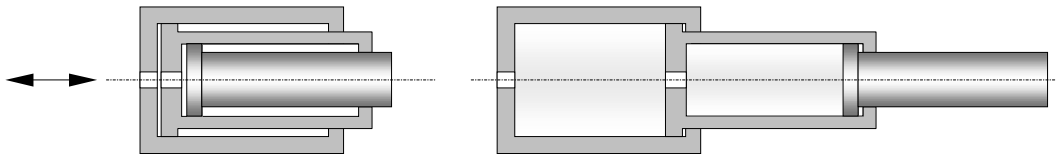
Bármely térfogatkihasználású szivattyú és kompresszor – legalábbis elméletileg –, megfordítható, azaz motorként is működtethető. Például ha egy szivattyút a nyomócsonk felől magasnyomású folyadékkal táplálunk, akkor e folyadék a szerkezetet mozgásba hozza s így az munkát végez. A csökkent nyomású folyadék a szivattyú szívócsonkján távozik.

Gyakorlati szempontok miatt a motorok szerkezeti felépítése némileg különbözhet a szivattyúk szerkezetétől, így például nyilvánvaló, hogy a szelepek vezérlését most már nem lehet a közeg nyomásával megoldani.

A motorok többsége (beleértve a termikus és az elektromos motorokat is) *rotációs*, azaz forgó mozgást végez. A hidraulikus és pneumatikus motorok között azonban gyakran találkozhatunk *lineáris* (oda-vissza mozgást végző) és *oszcilláló* (lengő mozgást végző) motorokkal is. Mindhárom típus megvalósítható dugattyús hidraulikus motorként is.

A leggyakrabban használt lengődugattyús hidraulikus rotációs motor a rögzített tárcsás axiális szivattyú megfordításából származik, amelynek felépítése a lengődugattyús szivattyúéval azonos. A mozgó alkatrészek súrlódása miatt e géptípus hatásfoka nem túl jó.

Gyakrabban találkozhatunk a 2.2.5. fejezetben már ismertetett hidraulikus munkahengerekkel, melyek tulajdonképpen lineáris motorok. E gépeket a hidraulikus hajtású szerkezetek, szervomechanizmusok és vezérlőrendszerek felépítésében alkalmazzák. Több változatuk is elterjedt, álljon itt első példaként a teleszkópos megoldás (7.14. ábra).

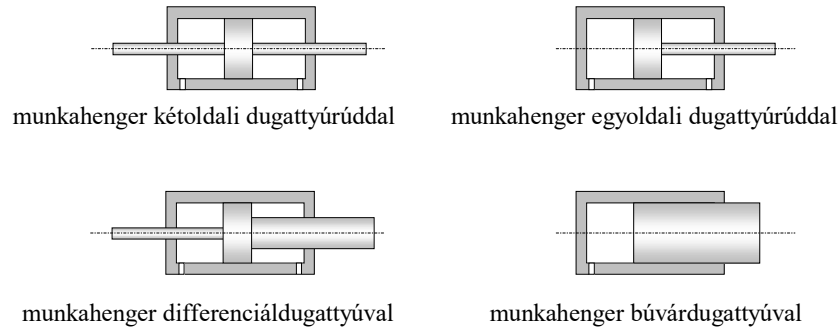


7.14. ábra. Teleszkópos hidraulikus munkahenger két szélső állapotában

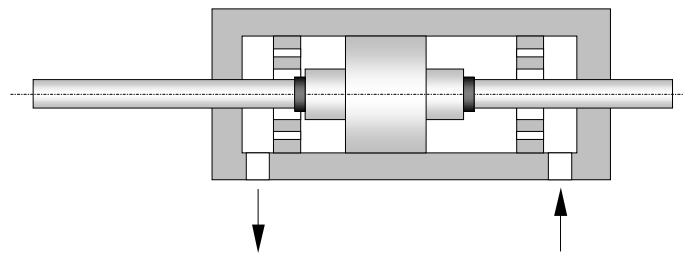
A hidraulikus munkahenger az erőt általában egy dugattyúrúdon keresztül adja át a működtetett mechanizmusnak. A dugattyúrúd lehet egyoldali vagy kétoldali, de léteznek olyan munkahengerek is, ahol a dugattyúrúd hiányozhat (7.15. ábra).

A dugattyú a löket végén beleütközhet a hengert lezáró fedőlapba. Az ütközés csillapítása végett a dugattyúra egy rugalmas toldalékkal is ellátott fékdugattyút szerelhetnek. A dugattyú löketvégi lefékezéséhez a fékdugattyú elzárja a munkafolyadék szabad kiáramlásának útját, amely csak egy leszűkített keresztmetszeten (fojtószelepen) keresztül távozhat, a dugattyú pedig a löket végén a rugalmas toldalékkal támaszkodik a fedőlapra (7.16. ábra). A fékezés lehet egyoldali vagy kétoldali, lehet állítható vagy állandó hatású.

A hidraulikus munkahengerek előnyei a kifejthető erő nagyságában és a beállítható elmozdulás pontosságában állanak. Hátrányuk az esetleges folyadékszivárgás.

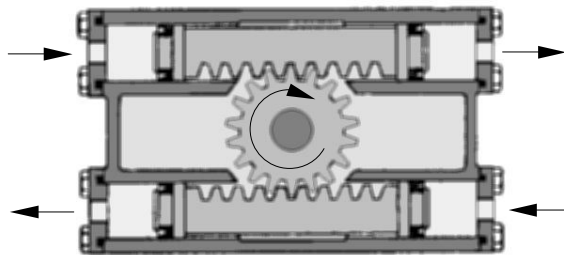


7.15. ábra. *Különböző munkahenger-típusok*



7.16. ábra. *Fékdugattyús hidraulikus munkahenger*

Oscilláló hidraulikus motorokat olyan helyeken használnak, ahol valamilyen alkatrészt egy bizonyos szögben kell elfordítani. A lengődugattyús oszcilláló motor tulajdonképpen egy módosított lineáris motor, amelynél az egyenes vonalú elmozdulást valamilyen mechanizmus, például egy fogasléces-fogaskerekes áttétel alakítja át elfordulássá (7.17. ábra). A hajlítóerők megjelenésének meggátolásának céljából e motortípust két azonos, párhuzamosan szerelt, ellentétes irányba ható hengerrel látják el. A két henger által kifejtett erőpár egy forgatónyomatékokat hoz létre, azonban rezultánsuk zéró lesz.



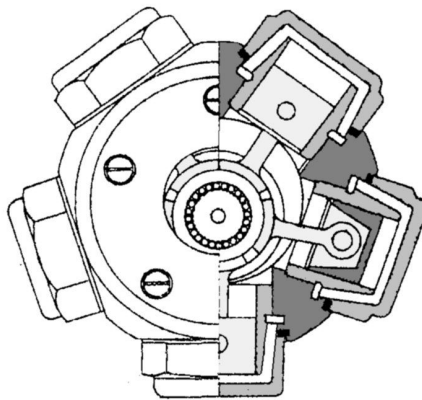
7.17. ábra. *Oscilláló hidraulikus motor*

7.2.1.i. Lengődugattyús pneumatikus motorok

A lengődugattyús kompresszor megfordításával egy kétütemű pneumatikus motort kapunk. A kompresszor szelepeit a nyomáskülönbség vezérlete. Míg az első ütem alatt a szívócsont felőli nyomás nagyobb volt, mint amekkora a hengerben uralkodott, addig a szívószelep nyitva állt. A

második ütem alatt, ha a hengerben a nyomás a nyomócsonk felőli oldalon mért érték fölé nőtt, akkor a nyomószelep nyílt meg. A pneumatikus motornál a folyamatok éppen fordított sorrendben játszódnak le: az első ütemben a beömlőszelepen keresztül sűrített levegő (vagy más gáz) jut a hengerbe, amely a dugattyút maga előtt tolja, majd az alsó holtpont elérésekor, amikor a beömlőszelep már zárva áll, a megnyíló kiömlőszelepen keresztül a felfele mozgó dugattyú a lecsökkent nyomású levegőt kitolja a hengerből. A dugattyút a gép lendkereke vagy egy ellenütemben működő második henger mozgatja felfele. A gáz be- és kibocsátását rendszerint a gép tengelyével együtt forgó vezérlőszelep oldja meg.

Az egyetlen, egyszeres hatású hengerrel megoldott pneumatikus motor egyetlen járású, hiszen csak egy ütem, azaz fél fordulat alatt végez munkát. A motor járása egyenletesebbé tételéhez kettőshatású hengereket vagy több egyszerű hengert alkalmaznak, így a 7.18. ábrán például egy öthengeres csillagmotort láthatunk. Az ábrázolt motornál a levegő a motorblokk és az abba becsavart hengerek furataiban jár ki-be, e csatornákat a tengelyre szerelt (az ábrán nem látható) vezérlőszelep rendre a préslevegő-vezetékhez, illetve a levegőelvezető-nyíláshoz csatlakoztatja.



7.18. ábra. *Pneumatikus motor*

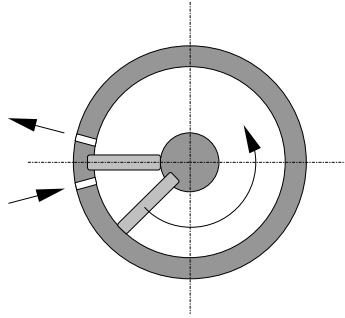
A lineáris és az oszcilláló pneumatikus motor felépítése az azonos típusú hidraulikus motoréval azonos. A hidraulikus motorokkal szemben a kiszivárgó sűrített levegő nem okoz szennyeződést, viszont a közeg összenyomhatósága miatt az elmozdulás egyenetlenebb és beállítás is sokkal pontatlanabb. Amennyiben a dugattyú elmozdulását valami megakadályozza, a hengerben felgyűlő sűrített levegő hirtelen, ütősszerű mozgást válthat ki.

7.2.1.j. Forgódugattyús motorok

A forgódugattyús szivattyúk és kompresszorok megfordításából forgómozgást végző motorokat kapunk. A gyakorlatban azonban ez a motortípus nem terjedt el.

E kategóriába sorolhatók a korlátozott elfordulású motorok, ahol a forgatónyomatékot a gép tengelyéhez erősített dugattyúra ható nyomás idézi elő (7.19. ábra). E szerkezet lehet hidraulikus vagy pneumatikus motor. Akárcsak a hidraulikus munkahengerek esetében, a folyadékkal működtetett motor nagyobb beállítási pontosságot tesz lehetővé, mint a pneumatikus változat.

Az így megvalósított korlátozott elfordulású motorok hátránya az elfordulás szögének alacsony értéke: az elérhető legnagyobb elfordulás kisebb, mint egy teljes kör, míg a 7.17. ábrán látható fogaslécés elrendezés akár több fordulat megtételére is alkalmas lehet.



7.19. ábra. Korlátozott elfordulású motor

7.2.2. Turbinák, turbókompresszorok, turbószivattyúk

E gépeket még turbógépeknek is nevezik és az áramlás irányától függően tovább osztályozzák,

- tangenciális,
- radiális,
- axiális és
- diagonális

gépeket különböztetünk meg. A turbinákat szokás még

- akciós vagy szabadsugár és
- reakciós vagy túlnyomású

turbinákra is felosztani. Az akciós turbinák az áramló közeg mozgási energiáját hasznosítják, a nyomáscsökkenés még a turbinán kívül, a sugárcsővekben (injektorokban) megy végbe. A reakciós turbinákban a helyzeti energia a turbinán belül alakul át, tehát az túlnyomó részben a helyzeti energiát hasznosítja.

7.2.2.a. Tangenciális vízturbina

A tangenciális turbinákban a beáramló közeg a kerékre érintőleges irányban jut a turbinalapátokra. A legerjedtebb tangenciális vízturbina az 1880-ban kifejlesztett, vízerőművekben használt Pelton-turbina (7.20. ábra). E turbina kereke egy tárcsa kerületére felszerelt serleg formájú lapátokból áll (a). A turbinát hajtó vizet egy vagy több injektor (sugárcső) juttatja a lapátok felületére (b). A nyomócsőben (c) a víz nyomása magas, de a turbinakerékre jutó víz sugár nyomása már a légkörre csökken. A kerék tehát nem a víz nyomásából fakadó potenciális energiát, hanem a víz sugár kinetikus energiáját hasznosítja: a Pelton-turbina tehát akciós turbina.

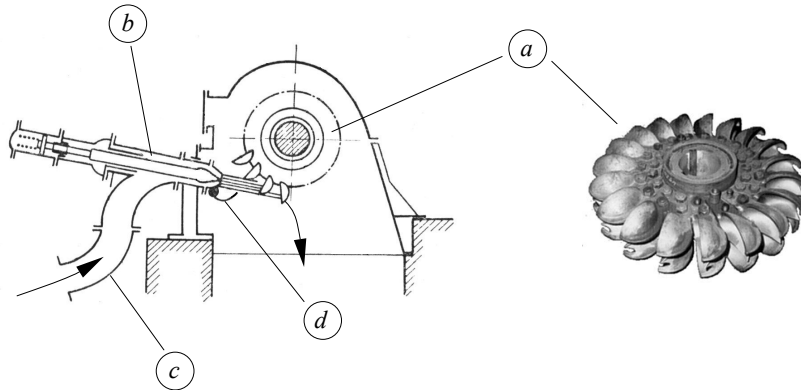
A serleg formájú lapátok általában kettősek, a közöttük levő taréj a víz sugarat kettévágja és visszafordítja. A jól megtervezett Pelton-turbina serlegeiről a víz egyszerűen lefolyik.

A turbina fordulatszámát a terhelés függvényében a turbinakerékre jutó víz hozamának beállításával szabályozzák (a sugárcső szabályozótűjével). E fordulatszám-szabályozás igen fontos, hiszen a turbina által meghajtott generátor által leadott áram frekvenciája rögzített kell legyen.

A nagyobb teljesítményű turbinák injektorát a vízkalapács jelenségének fellépése miatt nem lehet hirtelen lezárni, emiatt az injektorokat víz sugárelterelővel (deflektorral) látják el (d): a víz sugár eltérítésével a turbina elég gyorsan megállítható a hozam gyors csökkentésének igénye nélkül. A Pelton-turbina gyors lefékezéséhez néha féksugárcsőket (fékezőinjektorokat) is használnak, ezek a serlegek hátoldalára juttatják a vizet.

Vízerőművekben ezt a turbinafajtát akkor használják, amikor kis hozamú, de nagy nyomású energiahordozó áll rendelkezésre, például nagy esésű hegyi patakokra telepített erőművekben. Nagyobb teljesítményekre állótengelyű kivitelben készül el.

A Pelton-turbina nem fordítható meg, azaz nem működtethető szivattyú gyanánt.



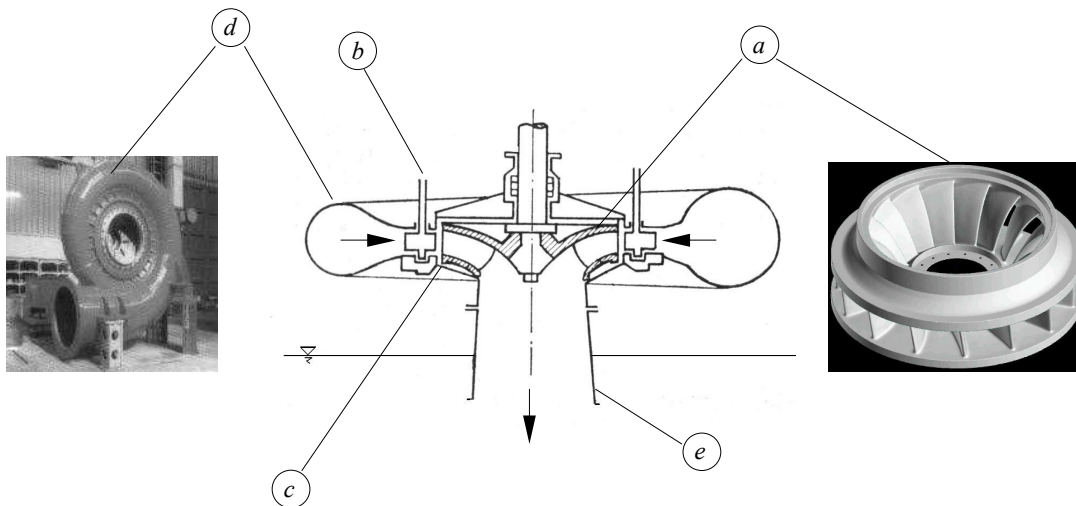
7.20. ábra. A Pelton-turbina vázlata és a turbinakerék fényképe

7.2.2.b. Radiális vízturbina

A radiális turbinákban a munkavégző közeg sugárirányban halad át. A közeg haladási iránya szerint megkülönböztetünk

- centripetális és
- centrifugális

gépeket. A centripetális turbinákban a közeg a turbinakerék külső kerületén lép be, a kilépés pedig a tengely irányában történik. A centrifugális turbinákban a közeg fordított irányban halad: a tengely irányából érkezik és a kerületen távozik.



7.21. ábra. A Francis-turbina vázlata, a csigaház és a turbinakerék fényképe

A legelterjedtebb radiális vízturbina az 1849-ben megjelent Francis-turbina (21. ábra), mely egy centripetális gép. A Francis-turbina járókereke (a) egy görbült lapátok által elhatárolt csatornákkal ellátott korong. Az átáramló víz e csatornáokban irányt vált, a kereket pedig az

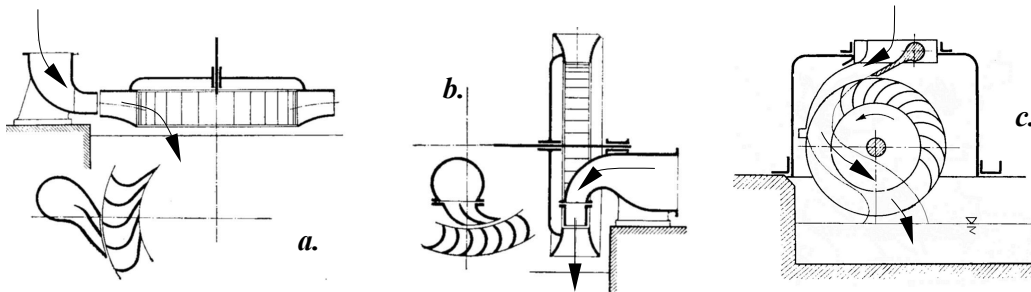
irányváltás miatt fellépő erő (impulzusváltozás) hajtja: a Francis-turbina tehát reakciós turbina. A vizet egy álló lapátokból álló koszorú, a vezetőkerék tereli a járókerékre (b). Az álló lapátok általában elfordíthatók, ezzel a hozam és a fordulatszám szabályozása oldható meg. A vezető- és a járókeréket a kerékszekrénynek nevezett burkolat borítja (c). E burkolathoz csatlakozik a víz beocsátását szolgáló csigaház (d), valamint a vizet elvezető szívócső (diffúzor, e) is.

A turbinaházhoz csatlakozó nyomócső, amelyen keresztül a víz érkezik, a turbinakerékhez érintőlegesen irányú. A turbinaház tulajdonképpen ennek a csőnek a folyamatosan leszűkülő meghosszabbítása, amely kör alakban, csigaház-szerűen veszi körül a kerékszekrényt. A turbinaház a vizet a turbinakerék kerületén egyenesen hozammal vezeti be, átmérőjének csigaházszerű csökkenése pedig a hozam csökkenésének következménye.

A folyamatosan táguló szívócső a turbinát az alvízszinten levő elvezető csatornával köti össze. A turbina műszaki okokból az alvízszint felett helyezkedik el, egyébként a víz elárasztaná az álló turbinát, így karbantartása nehézkessé válna. A szívócső ennek a szintkülönbségnek megfelelő helyzeti energia hasznosításához szükséges, a felső végében, a turbina kimeneténél mért nyomás a légköri nyomás alatt van. Ha a turbina szívócső nélkül bocsátaná ki a vizet, akkor kimeneténél a nyomás a légköri nyomással lenne azonos, tehát a turbinát működtető nyomáskülönbség kisebb lenne.

A Francis-turbinát közepes esésű és hozamú, dombvidéki folyókra telepített erőművekben használják elsősorban, nagyobb teljesítményű berendezésekben állótengelyű kivitelben. Vannak megfordítható, szivattyúként is üzemeltethető Francis-turbinák.

Centrifugál radiálturbina a ma már nem használt Fourneryon-turbina, amely egyébként a legrégebbi reakciós turbina (1831). Felépítésében a Francis-turbinára emlékeztet, de a víz bevezetése a tengely felől történik. A vizet itt is egy vezetőkerék irányítja a turbinalapátokra, azonban ez a kerék most a turbinakerék belső pereménél helyezkedik el.



7.22. ábra. A Zuppinger- (a.), a Schwamkrug- (b.) és a Bánki- (c.) turbina vázlata

Szintén történelmi jelentőségű a radiális Zuppinger-turbina (7.22.a. ábra, az akciós turbinák legrégebbi képviselője, 1844-ben jelent meg) és a Schwamkrug-turbina is (7.22.b. ábra, 1848). Mindkettő parciális beömlésű, vagyis a vizet csak a turbinakerék kerületének egy részén, vezetőcsatornákon bocsátják a forgórész lapátjaira, a csigaház tehát hiányzik. A Zuppinger-turbina centripetális (külső beömlésű), a Schwamkrug-turbina pedig centrifugális (belső beömlésű) turbina. E kétfajta turbina javított változataként fogható fel a Bánki-turbina (7.22.c. ábra, 1917), melynek egyedi tulajdonsága az, hogy a lapátsor által eltérített vízszög másodszor is átjut a lapátok között, s ezzel a víz maradék kinetikus energiáját is hasznosítja. E turbinák inkább egy módosított vízkerékhez hasonlóak (annak helyettesítésére szolgáltak), amelyekbe a víz ferde szög alatt lép be. A szívócső hiányzik, víz be- és kilépése közötti nyomáscsökkenés csekély, ezért ezek a gépek az akciós

turbinák közé sorolhatók. E turbinákat alacsonyabb hatásfokuk miatt a többi típus kiszorította a használatból.

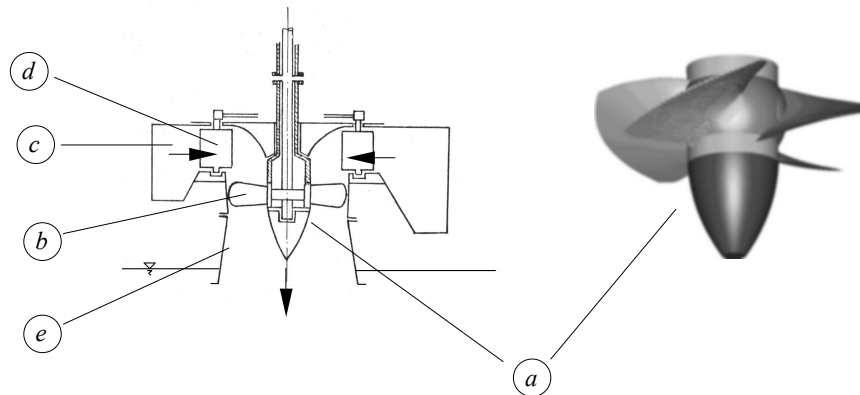
7.2.2.c. Axiális vízturbina

Az axiális turbinákban a munkaközeg a gép tengelyének irányában halad át. Leggyakrabban az 1912-ben szabadalmaztatott reakciós Kaplan-turbinával és annak különböző változataival találkozhatunk.

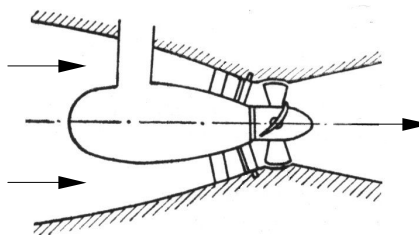
A Kaplan-turbina kereke (a) néhány, egy áramvonalas palástra szerelt nagyméretű lapátból áll (b), az energia átadása pedig a Francis-turbinához hasonló módon, az áramlás irányának megváltoztatásával történik (tehát ez is reakciós turbina). Felépítése, a rotor kivételével, a Francis-turbináéhoz hasonló. Itt is megtalálható a csigaház (c) és a vezetőkerék (d). A rotorra felszerelt turbinalapátok szöge is állítható, tehát a Kaplan-turbinának kettős beállítási lehetősége van. A víz elvezetése ez esetben is egy szívócsövön keresztül történik (e).

Ezt a turbinafajtát kis esésű és nagy hozamú, síksági folyamokra telepített erőművekben használják. Ha a rendelkezésre álló szintkülönbség azt megengedi, akkor állótengelyű gépként szerelik fel, ellenben fekvőtengelyű megoldással, a spirális nyomócső kiiktatásával egy vízszintes csőszakaszba építik be a turbinát (ez utóbbi típust csőturbinának is nevezik, 7.24. ábra). A Kaplan-turbina megfordítható, szivattyúként is lehet működtetni.

Felépítésében a Kaplan-turbinához hasonló a propeller-turbina és a Thomann-turbina: az előbbi típusnál csak az állókerék, a második típusnál pedig csak a járókerék lapátjai állíthatók.



7.23. ábra. A Kaplan-turbina vázlata és a turbinakerék fényképe



7.24. ábra. Csőturbina vázlata

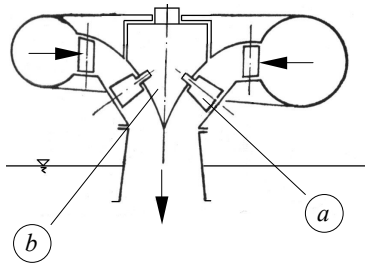
Történelmi jelentőségű az axiális reakciós Henschel-Jonval-turbina (1837) és az akciós Girard-turbina (1854). Mindkettő turbinakeréke két koncentrikus hengerpalást közé illesztett

görcbült lapátokból állt. A Henschel-Jonval-turbinában a vizet a járókerék teljes kerületén, egy vezetőkerék segítségével bocsátották be, míg a Girard-turbinában a vizet néhány pontban vezetőcsatornák juttatták a turbinakerékre.

7.2.2.d. Diagonális vízturbina

A diagonális turbina a radiális és az axiális turbinák közötti átmenetet képezi, a turbinakerék csatornáiban a munkaközeg áramlási iránya kb. 45° -os szöget zár be a gép tengelyével. A diagonális turbinák képviselője a Dériaz-turbina (7.25. ábra).

Az első Dériaz-turbinát 1955-ben állították üzembe. Felépítésében a Kaplan-turbinához hasonló, a forgórész állítható lapátjai azonban egy kúpos paláston találhatók. E típust reverzibilis gépként tervezték meg, két vízgyűjtő tóval rendelkező vízerőművekben használják. A nappali csúcsfogyasztás idején, amikor az állandó üzemű hőerőművek által termelt energia nem elég, az erőmű áramfejlesztőként dolgozik, amelyet a felső gyűjtőtóból leáramló víz energiáját hasznosító gép (turbina) hajt. Az éjjeli alacsony fogyasztású periódusban az erőmű szivattyúállomásként dolgozik, a hőerőművek által termelt energiafölösleggel az alsó tóból ugyanazzal a géppel (mely most szivattyúként működik) visszaszivattyúzzák a vizet a felsőbe.



7.25. ábra. A Dériaz-turbina vázolata

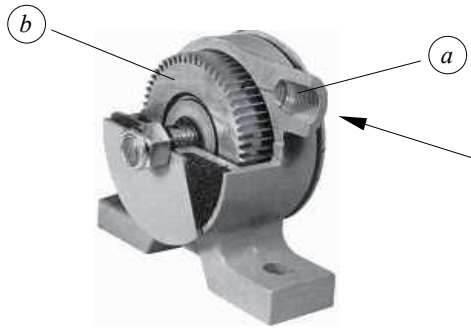
7.2.2.e. Légturbinák

Elméletileg bármelyik bemutatott vízturbina-típust légturbinaként is lehetne alkalmazni, a gyakorlatban azonban inkább csak a tangenciális akciós és az axiális reakciós légturbinát használják. A gőzgépek esetében más a helyzet, ott a különböző turbinatípusok széles skálájával találkozhatunk – azonban e gépek tanulmányozása inkább a termodinamika feladata.

Pneumatikus szerszámgépek, fogászati fúrók meghajtása sűrített levegővel működtetett tangenciális turbinával történik (7.26. ábra). A sűrített levegőt néhány fúvóka (a) juttatja a turbinakerék kerületére (b), a kiterjeszkedett levegőt pedig a gép házának nyílásain keresztül bocsátják ki.

E pneumatikus motorok egyszerű felépítésűek és kisméretűek, az elérhető fordulatszám pedig a forgórész kis tömege és az súrlódások alacsony értéke miatt igen magas lehet (200000-500000 fordulat/perc).

Pneumatikus axiálturbinaként említhető a szélerőműként használt fekvőtengelyű gép, a szélkerék, amelyet a szabad légáramlat hajt. E gépnél nincs állókerék sem kerékszekrény. A szélmalomokat is egy ilyen szélkerék működteti. E típus modern változata néhány repülőgépszárnyra emlékeztető, nagyobb gépeknél állítható szögű turbinalapáttal rendelkezik. A 7.27. ábrán egy kis teljesítményű gépet láthatunk, amelynek lapátjai rögzítettek; a vízszintes tengely végén levő háromszög alakú felület a kerék szélirányban tartását szolgálja.



7.26. ábra. Tangenciális légmotor



7.27. ábra. Szélkerék

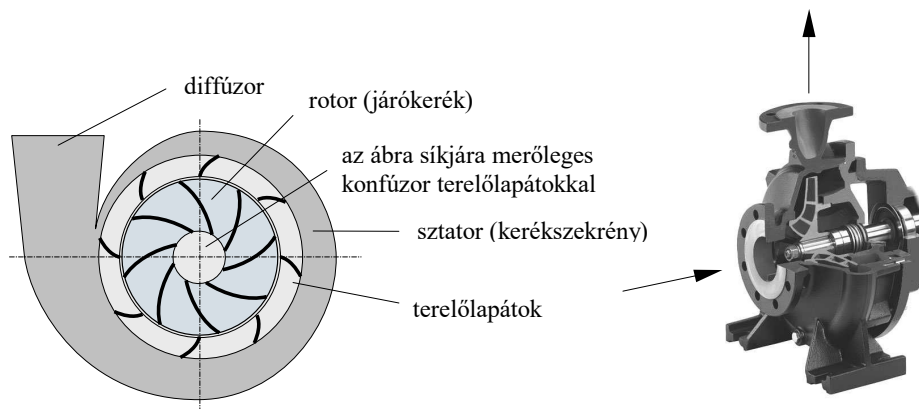
7.2.2.f. Centrifugálszivattyúk és -kompresszorok

A turbószivattyúk és turbókompresszorok a reakciós turbinák fordítottjaként tekinthetők (az akciós turbinákat nem lehet megfordítani).

Ilyen módon a centrifugálszivattyút például a Francis-turbina vagy a Dériaz-turbina megfordításából származó gépnek képzelhetjük el (az első esetben egy radiális, a másodikban pedig egy diagonális szivattyúhoz jutunk): a gép tengelye felőli konfúzon keresztül a szívócsőből alacsony nyomású folyadék jut annak belsejébe, amelyet a külső erővel forgatott járókerék magával ragad. A járókerék (rotor) csatornáiban az áramló közeg részecskéinek sebességvektora most is megváltozik, tehát ismét az impulzus megváltozását tapasztaljuk. Ez a változás azonban most fordított irányú: a szivattyúban a kerék fejt ki erőt a folyadékra és nem fordítva, ahogy az a turbináknál történt. A hatásfok javításának érdekében a járókerékre ez esetben is egy vezetőkerék terelheti a folyadékot, mely most a gép tengelye felől helyezkedik el és kisebb teljesítményű szivattyúknál hiányozhat. A járókerékről a folyadék a csigaházba jut, a nagyobb gépeknél egy második vezetőkerék segíti annak áramlását. A csigaház egy diffúzorral csatlakozik a nyomócsőhöz. A 7.28. ábrán a centrifugálszivattyú vázlatát és egy kisebb, vezetőkerekek nélküli diagonálszivattyú metszetét láthatjuk.

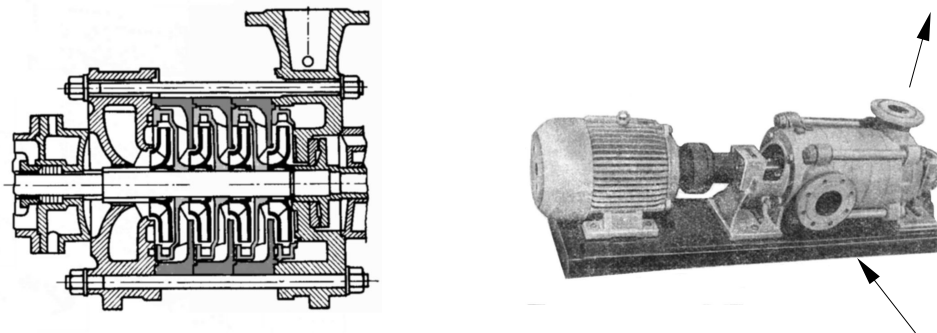
A szívócsőben fellépő nyomás elegendő kell legyen ahhoz, hogy a folyadék a szivattyú turbinakerekéhez el tudjon jutni, ellenkező esetben a szivattyúházban létrejövő vákuum a gép működését meg fogja akadályozni. Amikor a centrifugálszivattyú indításakor a szivattyúházat

levegő tölti ki, a létrejövő szívóhatás rendszerint nem elegendő a folyadék felszippantásához. Emiatt indításkor a szivattyúházat valamilyen módon folyadékkal kell feltölteni, például a levegőnek egy vákuumszivattyúval történő eltávolításával.



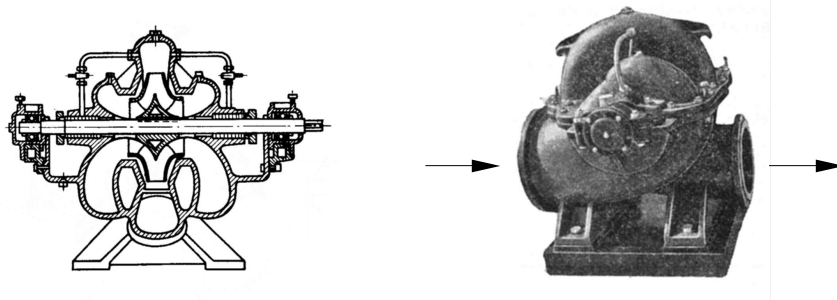
7.28. ábra. Centrifugálszivattyú vázlatja és metszeti képe

Az egy járókerékkel rendelkező szivattyú által létrehozható nyomás értéke nem túl magas, ezért a nagyobb nyomáskülönbséget biztosító szivattyúk többlépcsős kivitelűek. A többlépcsős centrifugálszivattyú néhány, egy közös tengelyre felszerelt, többnyire egyforma járókerékből áll, a rotort körülvevő turbinaház kiképzése pedig olyan, hogy a megelőző lépcsőfok pereméről ismét a tengely irányába terelje a folyadékot. Az első lépcsőhöz a szívócsonk konfúzora, az utolsóhoz pedig a nyomócsonk diffúzora csatlakozik. A többlépcsős szivattyú több, sorosan kötött szivattyúból álló gépnek tekinthető. A 7.29. ábrán egy többlépcsős szivattyú metszetét és fényképét láthatjuk.



7.29. ábra. Többlépcsős centrifugálszivattyú vázlatja és fényképe

Amennyiben a centrifugálszivattyú hozama nem éri el a kívánt mértéket, úgy a hozam növelését a szivattyúk párhuzamos kapcsolásával lehet elérni. Egybeépített, párhuzamosan működő szivattyúk összekapcsolásának tekinthető a kettős áramú szivattyú (7.30. ábra). E gép járókeréke a korong felezősíkjához viszonyítva tükrös-szimmetrikus, mindkét oldala aktív (mindkét oldalán lapátok vannak). A szívóág ez esetben spirális, csigaház alakú, mely a szívócsonk után kettéoszlik s így a folyadék a járókerék mindkét oldalához eljuthat. A nyomóágon a rotor mindkét oldala ugyanabba a csigaházba nyomja ki a folyadékot.



7.30. ábra. Kettős áramú centrifugálszivattyú metszete és fényképe

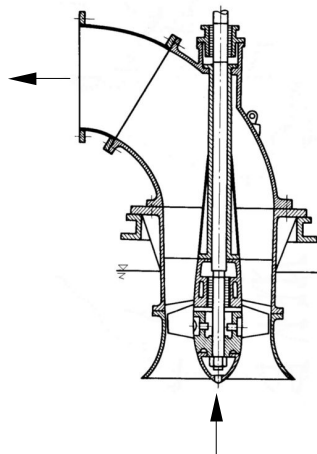
A centrifugálszivattyúk által elérhető nyomásnövekedés és a szállított hozam tág határok között változik. Általánosságként el lehet mondani, hogy közepes nyomásértékek mellett a hozam nagyságrendje $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ és $10 \text{ m}^3/\text{s}$ között lehet. A szállított folyadék igen változatos, a maró, forró vagy a nagyobb méretű szennyeződések tartalmazó folyadékok (szennyvíz) szivattyúzására különleges kiképzésű szivattyúkat fejlesztettek ki.

Ha a korrózió veszélye nem lép fel, akkor a szivattyú álló- és forgórésze öntöttvasból készül. A szivattyú tengelyét tömíteni kell, e célból többnyire tömszelencét alkalmaznak.

A centrifugálkompresszorok felépítésükben és működésükben a centrifugálszivattyúhoz hasonlítanak, tanulmányozásukban azonban a gáznemű közeg termodinamikai állapotváltozását is figyelembe kell venni. A létrehozható nyomásnövekedés szerint a centrifugálkompresszorok többnyire a fűvők kategóriájába sorolhatók.

7.2.2.g. Axiálszivattyúk és -kompresszorok

Az axiálszivattyúk és az axiálkompresszorok az axiális turbinák megfordításából származtathatóak. Ugyancsak axiális generátornak tekinthető a hajócsavar és a légcsvár (angol eredetű szóval „propeller”) is. E típust gyakran nevezik propellerszivattyúnak is.



7.31. ábra. Axiálszivattyú

Az axiálszivattyúk nagy hozamú (a hozam nagyságrendje akár $100 \text{ m}^3/\text{s}$ is lehet) és alacsony nyomású gépek, amelyek egyetlen járókerékkel készülnek (7.31. ábra). Az áramlási keresztmetszet

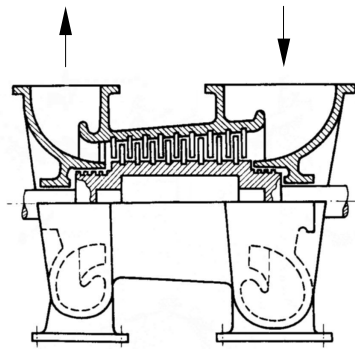
végig csőszerű, vezetőlapátokat pedig gyakran csak a kiömlő ágban helyeznek el. A nagyobb hatásfok elérésének érdekében a forgórész és esetleg az állórész lapátjai is állíthatóak.

Akárcsak a centrifugálszivattyú, az axiálszivattyú is csak elárasztott forgórészrel indítható. Mivel a csőszerű sztator keresztmetszete általában igen nagy, a forgórész elárasztását az alvízszint alatti elhelyezéssel szokták megoldani.

E szivattyútípust többnyire hajózási csatornák és öntözőberendezések vízellátására, ipari berendezésekben szokták alkalmazni.

Az axiálkompresszorok legegyszerűbb típusa a hétköznapi ventilátor, amely egyetlen, néhány rögzített (nem állítható) lapáttal ellátott forgórészből, propellerből áll. E géptípust szellőztetésre, légtömegek megmozgatására használják. A levegő vagy valamilyen gáz eltávolítására szolgáló ventilátorokat *exhauszter*nek, *gázelszívónak* nevezik.

Az egylépcsős axiálkompresszor által létrehozott nyomáskülönbség igen kicsi, emiatt nagyobb nyomás elérésére többlépcsős kompresszorokat építenek. A többlépcsős axiálkompresszor fő szerkezeti eleme egy hengeres vagy csonka kúp alakú forgórész, amelyen a lapátok körkörös, több sorban helyezkednek el (7.32. ábra). A forgórész kúposága a gáz összenyomhatóságának következménye; hengeres rotor alkalmazásakor a sztator belső átmérője szűkül a nyomóág fele. A forgó lapátsorok közé egy-egy vezetőkerék helyeznek, melyek szerepe ez esetben is az áramló közegnek a forgó lapátokra való irányítása. A lapátok rögzítettek, beállítási lehetőség nélkül. A közeg összenyomása közel adiabatikus, mely állapotváltozást e gépek tanulmányozásakor figyelembe kell venni.



7.32. ábra. Többlépcsős axiálkompresszor

7.2.3. Vízkerekek és egyéb gépek

Osztályozásunk harmadik kategóriájába olyan gépeket sorolunk, amelyek jelentéktelen szint- vagy nyomáskülönbség mellett működnek. Ilyenek a ma már inkább csak érdekességszámba menő vízkerekek, az ezek megfordításából származó hajókerekek és a különböző vízkiemelő szerkezetek, mint például az archimédeszi csavar, de ugyanide sorolható egy ventilátor-típus, mégpedig a tranzverzális ventilátor is.

7.2.3.a. Vízkerekek

A vízkerekek kis szintkülönbséget hasznosító tangenciális turbináknak tekinthetők, ezek tulajdonképpen a mai turbinák ősei. Többnyire fából készült szerkezetek voltak, ugyanis széleskörű alkalmazásuk idején a fa volt a legmegfelelőbb rendelkezésre álló anyag. A vízkerék tengelye vízszintes, lapátjai két korong tartja. A kereket meghajtó vizet egy csatornán vezetik be, a rendelkezésre álló szintkülönbségnek megfelelően felülről, oldalról vagy pedig alulról. Ezek szerint megkülönböztethetünk

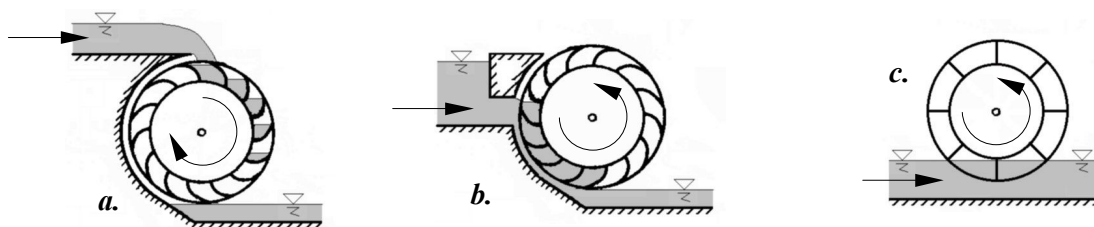
- felül,
- hátul vagy középen és
- alulcsapott

vízkerékeket. A vízbevezetés módja egyúttal az energia hasznosításának módját is meghatározza.

A felülcsapott vízkerék (7.33.a. ábra) esetében a vízbevezetés a kerék kerületének felső részén (az ábrán a jobb felső negyedében) történik. Ez a gép inkább a víz potenciális energiáját hasznosítja, a hajtóerőt többnyire a lapátokon levő vízmennyiség súlya jelenti. A potenciális energia jobb hasznosításának érdekében a lapátok kiképzése olyan, hogy azok megtartsák a reájuk jutó vizet (vályúszerűek vagy görbültek).

A hátulcsapott keréknél (7.33.b. ábra) a víz a kerék vízszintes átmérőjének tájékán jut a lapátokra. Ebben az esetben a potenciális energia mellett az áramló víz kinetikus energiája is szerephez jut. Ez esetben is a lapátok többnyire görbültek.

Végül, az alulcsapott kerék (7.33.c. ábra) kerületének alsó részén merül a vízáramba és a víz mozgási energiáját hasznosítja. E szerkezet lapátjai többnyire sugárirányú sík felületek.



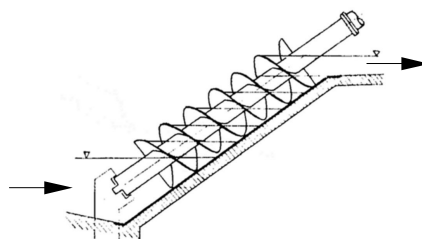
7.33. ábra. Vízkerekek

A felülcsapott vízkerék fordítottja egy vízkiemelő szerkezet (elevátor): ekkor a kerék alsó része vízbe merül, a lapátok által a magasba emelt víz pedig a kerék felső részén egy csatornába ömlik át.

Az alulcsapott vízkerék fordítottja a régi gőzhajókon látható hajókerék (ezeket a hajókat egyébként kerekes gőzhajóknak nevezték, megkülönböztetve a később megjelent, propellerrel hajtott csavargőzösöktől).

7.2.3.b. Az archimédeszi csavar

Az archimédeszi csavar a még Archimédész megelőző időkből ismert vízkiemelő berendezés, amelyet még napjainkban is használnak és „csigás elevátor” elnevezéssel illetnek.



7.34. ábra. Csigás elevátor

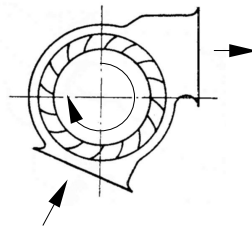
A gép egy ferde tengelyű csavarból áll, amelyet egy hengeres ház vesz körül. A csavar egy hengeres tengely köré spirális alakban felcsavart vékony lemez, amely az öt körülvevő (a rajzon nem ábrázolt) hengerben egy spirális üreget alkot. A tengely megdöntése miatt a csavarmenet a

hengeres házat olyan üregekre tagolja, amelyeket részben víz tölt ki és amelyek a tengely megfelelő irányba való forgatása során felfele haladnak (7.34. ábra). A visszaáramlás meggátolásának érdekében a cső alakú ház közös testet alkothat a csavarral és azzal együtt foroghat.

E gépet ma már inkább csak erősen szennyezett, iszapos víz, pasztaszerű és szemcsés anyagok (pl. gabona, fűrészpor) nem túl nagy magasságba való emelésére használják.

7.2.3.c. A tranzverzális ventilátor

A tranzverzális ventilátor felépítését és működését tekintve leginkább az említett hajókerékhez hasonlít. Bár a közeg beömlése tangenciális irányú, a tranzverzális ventilátor nem származtatható a bemutatott reakciós turbinák egyikétől sem, mivel a levegő nem halad át a lapátok között. Egy lehetséges változatát a 7.35. ábra mutatja; e gépnél a hatásfok javításának céljából a lapátok görbültek.



7.35. ábra. Tranzverzális ventilátor

A forgó lapátok a levegőt magukkal ragadják, a kilépésnél pedig a forgómozgásra kényszerített közegre ható centrifugális erő miatt annak egy része a lapátok közül távozik.

E ventilátor-típust háztartási gépekben, fűtő-szellőztető-berendezésekben használják. Az általa létrehozott nyomásnövekedés alacsony, viszont nem kelt erős zajt.

7.3. A hidraulikus és a pneumatikus gépek méretezése

7.3.1. Az energiaátalakítókat jellemző mennyiségek

7.3.1.a. Az energiaátalakítók hozama

A hidraulikus és pneumatikus gépek tanulmányozásában a szem előtt tartott mennyiségek a közül a legfontosabbak a gépen áthaladó közeg hozama (motorok esetében e hozamot *nyelésnek* nevezik) és a közeg be- és kilépési nyomása, illetve azok különbsége. A műszaki gyakorlatban e hozam a tulajdonképpeni térfogati hozamot jelenti.

A szivattyúk és kompresszorok hozamán azt az áramló fluidummennyiséget értjük, amelyet az illető gép egységnyi idő alatt szállít. Ezt a hozamot a kilépésnél, a nyomócsonkon mérjük.

A hidraulikus és pneumatikus motorok nyelésén szintén az egységnyi idő alatt áthaladó fluidum mennyiségét értjük, de viszont azt a belépésnél mérjük.

A hozam mérési helyének előírása a gép működése közben fellépő veszteségek (a szivárgás) miatt történik: például egy centrifugálszivattyú esetében a tengely tömítésein elszivárgó hozam miatt a nyomócsonkon át kevesebb folyadék hagyja el a szivattyút, mint amennyit a szívócsonkon keresztül az beszívott, egy dugattyús hidraulikus motor esetében pedig a dugattyúk mellett elszivárgó olaj miatt a bemeneten több folyadék lép be a motorba, mint amennyi azt a kimeneten elhagyja. Egyébként a szivárgás a gép belsejében, annak magas- és alacsony nyomású része között is felléphet, például fluidum szivároghat át a turbinakerekek mögött vagy a rosszul záró szelepeken.

Más szavakkal: a gépek hasznos hozama a belépő folyadékmennyiségnél kisebb, a különbség pedig a szivárgásokból és a hűtésre-kenésre szánt közeg hozamából adódik ki (7.36. ábra). E

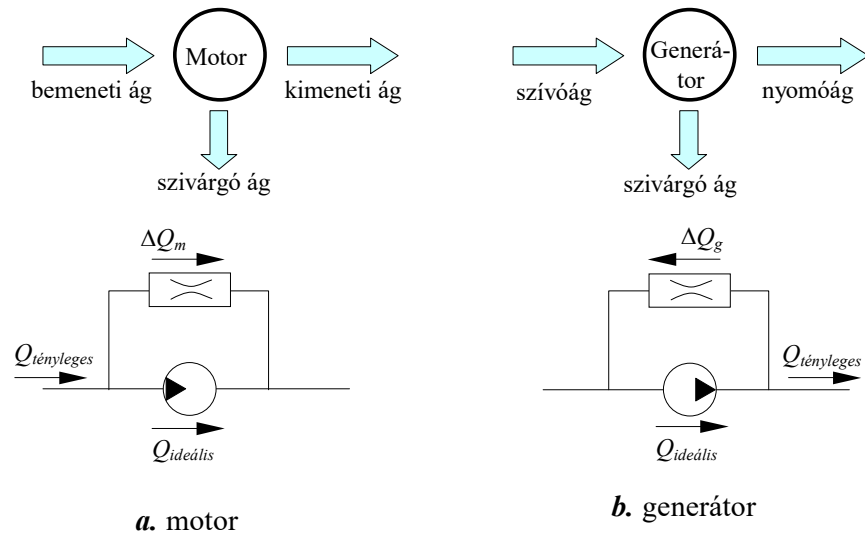
különbséget térfogati vagy volumetrikus veszteségnek nevezik. Ez a veszteség az ideális gépre számított elméleti és a valódi gép tényleges térfogati hozamának különbsége, mely generátorok esetében a

$$\Delta Q_g = Q_{ideális} - Q_{tényleges} \quad (7.1)$$

motorok esetében pedig a

$$\Delta Q_m = Q_{tényleges} - Q_{ideális} \quad (7.2)$$

különbségment számítandó (a valódi generátor kevesebbet nyom, a valódi motor pedig többet nyel az ideális gépnél).



7.36. ábra. A hozam mérlege

A hozamok ismeretében kiszámíthatjuk a gép térfogati (volumetrikus) hatásfokát. A hatásfok definíciója szerint a haszon és a ráfordítás hányadosa. Motorok esetében a haszon a munkát végző elméleti ideális hozamból származik, a ráfordítás pedig a motort tápláló tényleges hozam:

$$\eta_{vol,m} = \frac{Q_{ideális}}{Q_{tényleges}} \quad (7.3)$$

míg generátorok esetében a haszon a tényleges nyomott hozam, a ráfordítás pedig az elméleti, szívott hozam:

$$\eta_{vol,g} = \frac{Q_{tényleges}}{Q_{ideális}} \quad (7.4)$$

Az energiaátalakítók térfogati veszteségének mértéke több paraméter függvénye, de jó közelítésben a nyomással arányosnak tekinthető:

$$\Delta Q = k_{vol} \cdot p \quad (7.5)$$

ahol k_{vol} az egységnyi nyomáskülönbség hatására fellépő hozamvesztés.

A hidraulikus és pneumatikus gépek forgómozgást vagy pedig periodikusan ismétlődő lengőmozgást végeznek. Az egy fordulat vagy az egy ciklus alatt áthaladó fluidum mennyisége a gép q munkatérfogatával egyenlő.

A térfogatkiszorítású gépeknél a q munkatérfogatot a térfogatkiszorítást megvalósító üregek ösztérfogata adja, mint például a dugattyús gépek hengereinek hasznos térfogata, a csavarszivattyú menetei közötti üregek vagy a fogaskerék-szivattyú fogai között levő hézagok összes térfogata.

Lengődugattyús gépek esetében a q munkatérfogot a hengerek z számától, d átmérőjétől és az l lökethossztól függ:

$$q = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l, \quad (7.6)$$

a lökethossz pedig a gép konstruktív méreteiből adódik (7.37. ábra). Axiális gépeknél azt a hengereknek a tengelytől számított távolsága (a hengerek osztókörének R sugara) és a tárcsa α dőlése adja:

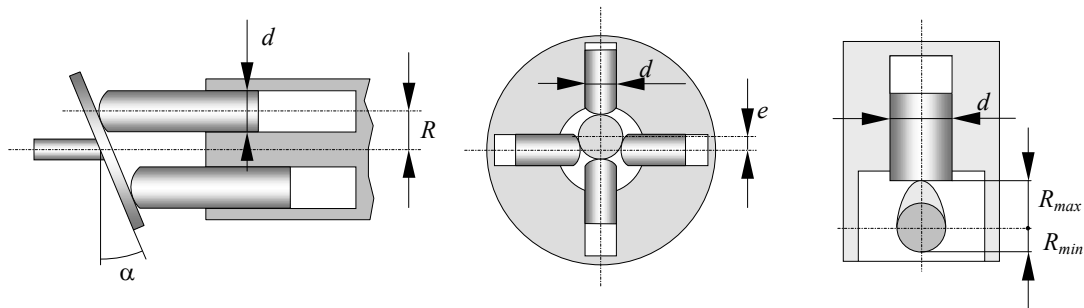
$$l = 2 \cdot R \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.7)$$

radiális és soros gépeknél az az e excentrikusság kétszerese:

$$l = 2 \cdot e, \quad (7.8)$$

vagy a büttyök legnagyobb és legkisebb sugarának különbsége:

$$l = R_{max} - R_{min}. \quad (7.9)$$



7.37. ábra. A lengődugattyús gépek munkatérfogata

A külső evolvens fogazású fogaskerékes gép munkatérfogata a hajtókerék fogai között levő űr térfogatával egyenlő, leszámítva a lábhezagnak megfelelő holt teret. E munkatérfogot jó közelítéssel azonos a fogak térfogatával. A munkatérfogot tehát a játék nélkül illeszkedő fog h magasságával és b szélességével megrajzolt gyűrű térfogatának fele, a két fogaskerékre:

$$q = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_f^2}{4} - \frac{D_l^2}{4} \right) \cdot b, \quad (7.10)$$

ahol D_f a játék nélküli fogaskerék fejkörének, D_l pedig a lábkörének az átmérője (a gyűrű külső, illetve belső átmérője). E két átmérő között két összefüggést is ismerünk:

$$\frac{D_f - D_l}{2} = h = 2 \cdot m, \quad (7.11)$$

illetve

$$\frac{D_f + D_l}{2} = D_g = m \cdot z, \quad (7.12)$$

ahol m a fogaskerék modulja, D_g a gördülőkör átmérője, z pedig a fogak száma. E két összefüggéssel a külső fogazású fogaskerekes gép munkatérfogatára a

$$q = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_g \cdot b = \pi \cdot h \cdot D_g \cdot b \quad (7.13)$$

képleteket kapjuk. Alkalmazásuknál figyelniük kell arra, hogy a modult milliméterben adják meg.

Ha a két fogaskerék nem azonos (így a belső fogazású kerék esetében is), a munkatérfogatot a szivattyút működtető motor által meghajtott fogaskerék gördülőkörének átmérőjével számítjuk.

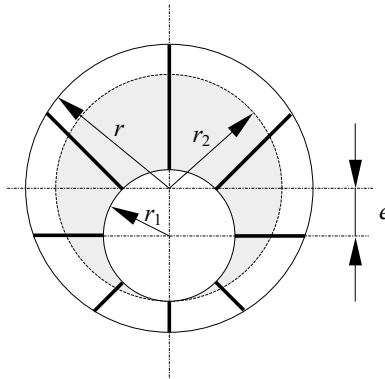
A forgólapátos gép munkatérfogata, feltételezvé, hogy a lapátok vastagsága elhanyagolható, a 7.38. ábrán látható félhold alakú területnek felel meg. E felületet két kör határolja le: a rotornak a sztator tengelyéhez viszonyított legtávolabbi pontja által leírt r_2 sugarú kör és a rotor r_1 sugarú keresztmetszete. A gép geometriája szerint e két sugár különbsége a rotor excentrikusságával egyenlő:

$$r_2 - r_1 = e. \quad (7.14)$$

A munkatérfogot tehát a félhold területének és a lapátok b szélességének szorzata:

$$q = (r_2^2 - r_1^2) \cdot \pi \cdot b = \pi \cdot e \cdot b \cdot (2 \cdot r_2 - e). \quad (7.15)$$

Látható, hogy a sztator belső r sugara és az r_2 sugár közötti térfogat holt tér, amely nem vesz részt a térfogat kiszorításában.



7.38. ábra. A forgólapátos gép munkatérfogata

A csavarszivattyúk munkatere megközelítőleg a két szomszédos csavarmenet közötti térrel azonos. Feltételezvé, hogy a menetek közötti űr térfogata a menet térfogatával egyenlő és hogy a menetek szorosan illeszkednek egymáshoz, két csavarra számítva

$$q = \frac{\pi}{4} \cdot (D_k^2 - D_b^2) \cdot l, \quad (7.16)$$

ahol l a menet emelkedése, D_k a külső és D_b pedig a belső átmérője (a magátmérő). E képlet a több kezdetű menetek esetében is érvényes.

Amennyiben a gép fordulatszámát vagy az időegység alatt elvégzett ciklusok számát n -nel jelöljük, akkor az illető gép hozamát vagy nyelését a munkatérfogot ismeretében

$$Q = n \cdot q \quad (7.17)$$

formában határozhatjuk meg. Gázok esetében azok kompresszibilitását is számításba kell venni, a hozam a munkaközeg termodinamikai állapotváltozásának figyelembe vételével határozható meg.

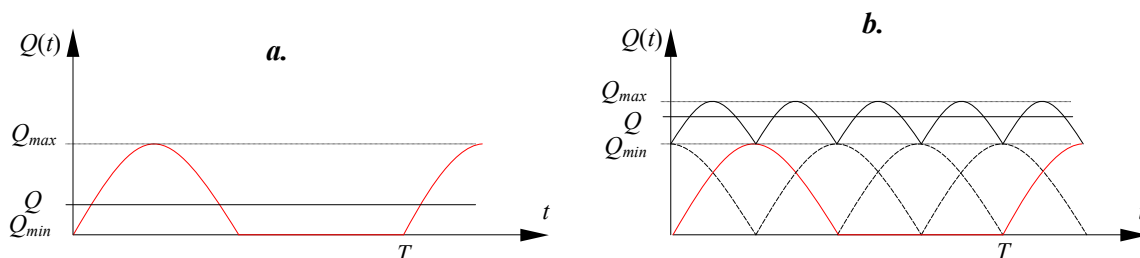
Néha még egy q_f fajlagos hozamot vagy nyelést is szoktak definiálni, amely a forgómozgást gépeknél az egységnyi (1 radián) elfordulás, a lineáris gépeknél pedig az egységnyi (1 méter) elmozdulás alatt áthaladó fluidum mennyiségével azonos. E fajlagos hozamot csak olyan gépek jellemzésére használhatjuk, amelyek hozama vagy nyelése az elfordulással, illetve az elmozdulással legalább megközelítőleg arányos (például egy egyhengeres dugattyús kompresszor esetében e fajlagos hozam nem definiálható).

A térfogatkiszorítású gépek munkatérfogatót alkotó üregek periodikusan telnek meg és ürülnek, emiatt a gép hozama időben változik, pulzál. A hozam egyenletlenségének mértéke a

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q} \quad (7.18)$$

hányados, amelyet a hozam pulzációjának neveznek. E hányados számlálójában szereplő mennyiségek az időben változó $Q(t)$ hozam legnagyobb (Q_{max}), illetve legkisebb (Q_{min}) értéke, a nevezőben pedig Q a gép átlagos hozama, a $Q(t)$ függvénynek a gép egy T periódusára számított időbeni átlaga.

A dugattyús gépeknél a hozam pulzációját több henger párhuzamos kapcsolásával lehet csökkenteni (7.39. ábra). Az egyszerű egyhengeres gép ciklusa két ütemből áll: az első alatt a fluidum beáramlása, második ütem alatt pedig annak távoztása történik meg. Ha ez a gép motor, akkor a számításba vett nyelés a belépő fluidum árama, ha pedig generátor, akkor a távozó fluidum hozama a minket érdeklő mennyiség. Bárhol is mérjük, a folyadékcszállítás erős lüktetést mutat, hiszen fél periódus alatt nem történik semmi, majd a másik fél periódus alatt a hozam növekedését majd csökkenését észlelhetjük. A párhuzamosan kötött hengerekben a folyamatok bizonyos eltolódással (fáziskülönbséggel) követik egymást, emiatt a gép összes hozamának a lüktetése kisebb lesz, mint amekkora a hengereké volt külön-külön. Ekkor a Q átlaghozam elméletileg az egy hengeres gép átlagos hozamának z -szerese, ahol z a hengerek száma.



7.39. ábra. A hozam pulzációja egy- (a.) és négyhengeres (b.) dugattyús gépnél

7.3.1.b. Az energiaátalakítók nyomása

A hozam mellett a hidraulikus és pneumatikus gépek fontos jellemzői a bemeneti és a kimeneti nyomások, illetve azok különbsége: generátoroknál a nyomásnövekedés, motoroknál pedig a nyomásesés. E nyomásértékeket gyakran szintekkel és szintkülönbségekkel adják meg.

A gépeken keresztüláramló fluidum útjában a gép belső vezetékai, csatornái, szelepei és egyéb szerelvényei egy bizonyos hidraulikus ellenállást jelentenek, amely a motorok rendelkezésére

álló nyomáskülönbséget, illetve a generátorok által létrehozott nyomásnövekedést csökkentik (7.40. ábra).

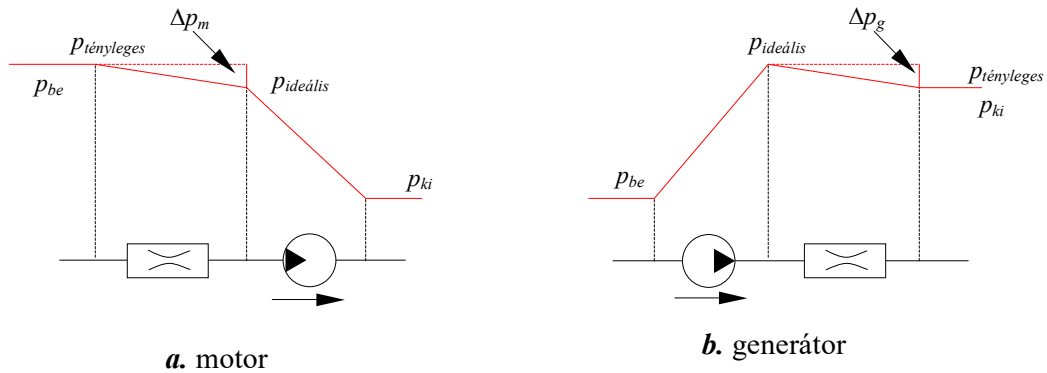
A generátorok hidraulikus veszteségét az ideális kimeneti nyomás és a valódi gép tényleges kimeneti nyomása közötti különbség adja:

$$\Delta p_g = p_{ideális} - p_{tényleges}, \quad (7.19)$$

míg motorok esetében ez a mennyiség a tényleges bemeneti nyomás és a motor működtetéséhez szükséges elméleti ideális nyomás közötti eltérés:

$$\Delta p_m = p_{tényleges} - p_{ideális}. \quad (7.20)$$

Az ideális nyomás az ideális gépek be-, illetve kilépési nyomásának felel meg.



7.40. ábra. A nyomásviszonyok

A gép belső ellenállását úgy tekinthetjük, mint az ideális géppel sorosan kötött hidraulikus ellenállást. Ez az ellenállás a motoroknál a gép előtt van, csökkentvén a hasznosítható nyomáskülönbséget, míg a generátoroknál a gép után van és a létrehozott nyomásnövekedés ellenében hat.

A nyomás csökkenése mindkét esetben káros jelenség, ugyanis az energiaveszteséget jelent. E veszteség mértékét a gép hidraulikus hatásfoka adja, amely motoroknál az ideális és a tényleges nyomás aránya:

$$\eta_{hidr,m} = \frac{p_{ideális}}{p_{tényleges}}, \quad (7.21)$$

generátoroknál pedig a tényleges és az ideális nyomás hányadosa:

$$\eta_{hidr,g} = \frac{p_{tényleges}}{p_{ideális}}. \quad (7.22)$$

A nyomásveszteség turbulens áramlás esetében a hozam négyzetével arányos, s ezzel az észrevétellel ez a mennyiség

$$\Delta p = k_{hidr} \cdot Q^2 \quad (7.23)$$

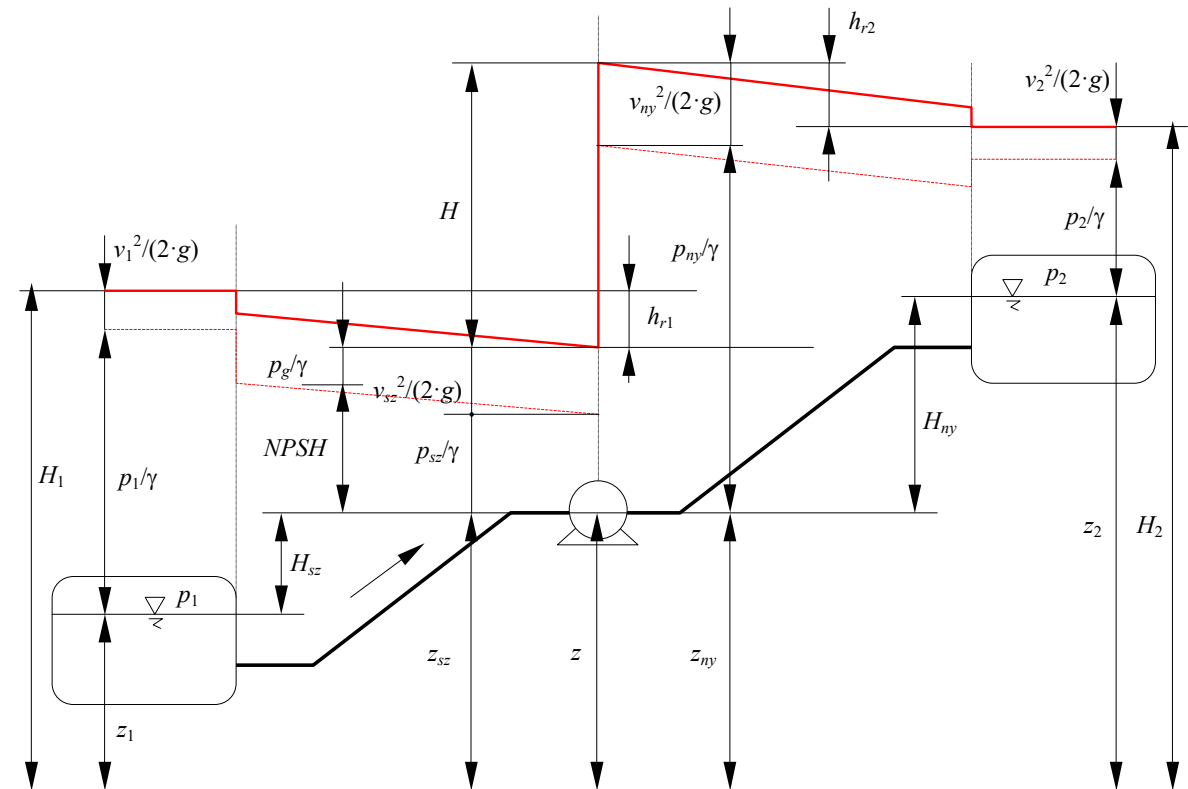
formában közelíthető, ahol k_{hidr} a gép belső hidraulikus ellenállása.

Az ideális gép hozama és a nyomáskülönbség közötti viszonyt elméleti úton az adott gép típusának megfelelően lehet tárgyalni. Pneumatikus gépeknél a munkaközeg termodinamikai állapotváltozását is számításba kell venni.

A szivárgási veszteségek is kapcsolatban állnak a munkaközeg nyomásával, nagyon nagy nyomáson a szivárgás annyira megnövekedhet, hogy a gép hozama (a volumetrikus hatásfoka) nullára esik vissza.

A hidraulikus gépeknél külön meg kell vizsgálni a kavitáció fellépésének lehetőségét: a szivattyúk p_{be} bemeneti és a motorok p_{ki} kimeneti nyomása valamivel a munkafolyadék gőznyomása felett kell legyen. Ha e feltétel nem teljesül, akkor a gép belsejében gőzzel telt buborékok keletkeznek, melyek annak hatásfokát jelentősen rontják vagy működését meggátolják.

A 7.41. ábra egy általánosított esetet mutat be: a szivattyú két tartály közötti csővezetéken van elhelyezve. A nyomásviszonyokat egy tetszőlegesen megválasztott referenciaszinthez viszonyított szintekkel ábrázoljuk.



7.41. ábra. Egy szivattyú nyomásviszonyai

Az ábrán látható jelölések értelmezése a következő:

- z_1 az alsó, z_2 pedig a felső tartályban levő folyadék szabad felszínének a geodéziai magassága;

- z a szivattyú tengelyének geodéziai magassága (nagyobb gépeknél szokás még a szívócsonk z_{sz} és a nyomócsonk z_{ny} magasságát is ábrázolni);

- $H_{sz} = z - z_1$ a geodéziai szívó, $H_{ny} = z_2 - z$ pedig a geodéziai nyomómagasság. Ha a szívó- és a nyomócsonk közötti szintkülönbség jelentős, akkor e két mennyiséget a z_{sz} , illetve a z_{ny} magasságokkal kell meghatározni;

- p_1 az alsó, p_2 pedig a felső tartályban, a folyadék szabad felszíne fölötti abszolút hidrosztatikai nyomás (magába foglalja az atmoszférikus nyomást is);
- p_1/γ az alsó, p_2/γ pedig a felső tartályban uralkodó nyomásnak megfelelő piezometrikus szintkülönbség;
- $v_1^2/(2 \cdot g)$ az alsó, $v_2^2/(2 \cdot g)$ pedig a felső tartályban áramló folyadék kinetikus energiájának megfelelő tag (e mennyiségek általában elhanyagolhatók, mert a tartályban a folyadék eléggé lassan áramlik);
- $H_1 = z_1 + p_1/\gamma + v_1^2/(2 \cdot g)$ az alsó, $H_2 = z_2 + p_2/\gamma + v_2^2/(2 \cdot g)$ pedig a felső tartályban levő folyadék hidrodinamikai szintje, a kettő különbsége a nem ábrázolt H_g geodéziai nyomómagasság;
- h_{r1} a szívó-, h_{r2} pedig a nyomóvezetéken fellépő hidraulikus veszteség (beleértve a be- és a kilépési veszteséget is);
- $v_{sz}^2/(2 \cdot g)$ a szívó-, $v_{ny}^2/(2 \cdot g)$ pedig a nyomóvezetékben áramló folyadék kinetikus energiájának megfelelő tag;
- p_{sz}/γ a szívócsonknál, p_{ny}/γ pedig a nyomócsonknál mért hidrosztatikai nyomásnak megfelelő piezometrikus szintkülönbség;
- H a szivattyú által létrehozott nyomásnövekedésnek megfelelő hidrodinamikai szintkülönbség, a *nyomómagasság*;
- p_g/γ a munkafolyadék p_g gőznyomásának megfelelő piezometrikus szintkülönbség;
- $NPSH$ a szivattyú nettó pozitív szívómagassága. E jelölés az angol „net positive suction head” kifejezés nemzetközileg használt rövidítése.

A szivattyú biztonságos működtetéséhez $NPSH$ pozitív mennyiség kell legyen, vagy más szavakkal: a szivattyú szívócsonkján (tulajdonképpen a tengely magasságában) mérhető össznyomás nagyobb kell legyen a folyadék gőznyomásánál.

A szivattyúkra vonatkozó sémához hasonlóan rajzolhatjuk fel a hidraulikus motorok (turbinák) nyomásviszonyának ábráját is. Ez esetben a folyadék áramlása fordított irányú, a hidrodinamikai szint dőlése is tehát fordított irányú lesz. Az $NPSH$ mennyiséget a gép kilépésénél (például a turbinák szívócsövének felső keresztmetszetén) számítjuk.

7.3.1.c. Az energiaátalakítók teljesítménye

Az ideális gép teljesítményét a hozam és a nyomásváltozás függvényeként kapjuk. Az ideális gép teljesítményét a fluidum energiájának időegység alatti megváltozásaként számítjuk. Ha a fluidumot összenyomhatatlannak tekintjük, akkor ezt az energiát mint helyzeti energiát adhatjuk meg. Bernoulli törvénye alapján az össznyomás változásának megfelelő szintkülönbség

$$\Delta H = \left(\frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 \right), \quad (7.24)$$

a potenciális energia változását pedig az $m \cdot g \cdot \Delta H$ szorzat adja. E mennyiséget egységnyi időre számítva a gép teljesítményét kapjuk:

$$P = \frac{m \cdot g \cdot \Delta H}{t} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta H = \gamma \cdot Q \cdot \Delta H = Q \cdot \Delta p. \quad (7.25)$$

Az energia változását egységnyi tömegre is ki lehet számítani (tömegre fajlagosítani):

$$Y = \frac{m \cdot g \cdot \Delta H}{m} = g \cdot \Delta H = \frac{\Delta p}{\rho}, \quad (7.26)$$

mely mennyiséget J/kg-ban mérik.

Egy ideális generátorban a 7.25. teljesítmény a nyomás növelésére fordított teljesítménnyel, míg az ideális motorban a motor által leadott teljesítménnyel azonos.

Egy forgómozgást végző gép esetében ezt a teljesítmény a tengelyen átadott M nyomaték és a tengely ω szögsebességének vagy n fordulatszámának segítségével is megkaphatjuk:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n. \quad (7.27)$$

E képlet alkalmazásánál SI egységeket használván a fordulatszámot másodpercenként kell megadnunk, a műszaki gyakorlatban pedig annak mértékegysége legtöbbször fordulat/perc. Éppen ezért azokban a gyakorlati hasznú képletekben, ahol a fordulatszám is szerepel találkozhatunk mértékegység-átalakító tényezőkkel is.

Lineáris elmozdulást végző gépeknél a kifejtett F erővel és az elmozdulás v sebességével

$$P = F \cdot v. \quad (7.28)$$

A teljesítmény áramlástani és mechanikai kifejezéseinek egyenértékűségéből a nyomaték, illetve az erő meghatározható:

$$M = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta H}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (7.29)$$

illetve

$$F = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta H}{v}. \quad (7.30)$$

Amennyiben a $\Delta p = \gamma \cdot \Delta H$ nyomáskülönbséggel dolgozunk, úgy a fenti formulák más alakjához jutunk:

$$M = \frac{Q \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (7.31)$$

illetve

$$F = \Delta p \cdot A, \quad (7.32)$$

ahol A a lineáris gép munkavégző terének a keresztmetszete.

Mindkét mennyiség tehát végső soron a nyomáskülönbség lineáris függvénye, ahol az arányossági tényezőt nyomatéki, illetve erő-állandónak nevezik. E két mennyiség

$$k_M = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (7.33)$$

illetve

$$k_F = A, \quad (7.34)$$

ahol a nyomatéki állandóban az egységnyi szögelfordulásra fajlagosított q_f hozamot ismerhetjük fel, az erő-állandó pedig az említett keresztmetszettel azonos.

A motorok és a generátorok mozgó, egymással érintkező alkatrészei között súrlódási erők, nyomatékok lépnek fel, amelyek legyőzése egy bizonyos teljesítményveszteséget okoz. Egy generátor esetében a gép tengelyén vagy hajtórúdján átadott tényleges energia egy része elvész, a súrlódási nyomaték vagy erő munkájaként hővé alakul át, így az a nyomás növelésére használt elméleti (ideális) energiánál nagyobb kell legyen. A veszteség tehát

$$\Delta P_g = P_{\text{tényleges}} - P_{\text{ideális}}, \quad (7.35)$$

ahol az ideális teljesítmény az ideális generátor meghajtásához szükséges teljesítmény.

Motorok esetében a gép tengelyén vagy hajtórúdján átadott hasznos teljesítmény lesz kisebb az elméleti ideális értéknél, a különbséget ez esetben is a súrlódás okozza:

$$\Delta P_m = P_{\text{ideális}} - P_{\text{tényleges}}. \quad (7.36)$$

E veszteségeket a gép mechanikai hatásfokával jellemezzük, ez motorokra

$$\eta_{\text{mech,m}} = \frac{P_{\text{tényleges}}}{P_{\text{ideális}}}, \quad (7.37)$$

generátorokra pedig

$$\eta_{\text{mech,g}} = \frac{P_{\text{ideális}}}{P_{\text{tényleges}}}. \quad (7.38)$$

Az energiaátalakítók veszteségei azonban nemcsak mechanikai jellegűek, számításba kell venni az előbbieken tárgyalt volumetrikus és hidraulikus veszteségeket is. Az összteljesítmény tehát a P_h hasznos teljesítmény mellett mindhárom veszteségforrás által okozott P_v mennyiséget is kell fedezze, amelynek összetevőit a P_{vol} , P_{hidr} és a P_{mech} jelölésekkel látunk el:

$$P = P_h + P_v = P_h + P_{\text{vol}} + P_{\text{hidr}} + P_{\text{mech}}. \quad (7.39)$$

Hasonló mérlegegyenletet írhatunk fel az energiák segítségével is.

Egy generátor esetében a befektetett P összteljesítmény a generátor tengelyén felvett mechanikai teljesítményt jelenti, amelynek hasznos részét a hidraulikus energia növelésére fordítja.

Egy motor esetében a befektetett összteljesítmény a fluidum által leadott hidraulikai teljesítménnyel azonos, amelynek hasznos része a motor tengelyén vagy rúdján leadott mechanikai munka formájában jelenik meg.

Az energiaátalakító összh hatásfoka a hasznos és a befektetett teljesítmények aránya, motorokra és generátorokra egyaránt a három rész-hatásfok szorzatát kapjuk:

$$\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{hidr}} \cdot \eta_{\text{mech}}. \quad (7.40)$$

7.3.2. A turbógépek rotorjának hidraulikája

A térfogatkiszorítású gépek hozama és nyomása a munkatérfogatuk ismeretében határozható meg, a kompresszibilis közegek termodinamikai állapotváltozását is figyelembe véve. E munkatérfogatot geometriai összefüggések alapján állapíthatjuk meg. A turbógépek esetében azonban az energia átalakításának folyamatában az áramló közeg és a gép járókereke közötti kölcsönhatást kell tanulmányozzuk, s ez nem vezethető vissza pusztán geometriai adatokra.

A turbógépekben végbemenő folyamatok igen bonyolultak és emiatt elméleti tanulmányozásukban bizonyos egyszerűsítő feltételezésekkel élünk. Így feltételezzük, hogy:

- a rotor két szomszédos lapátja között levő tér áramcsőnek tekinthető;
- a tekintett áramcsövekben az áramlás stacionárius;
- az áramcső bármely keresztmetszetén a sebesség állandó;
- a fluidum áramlása súrlódásmentes.

Egy gyakran elfogadott hipotézis szerint a rotorban a fluidum nem szenved állapotváltozást.

Ezen feltételezések mellett a rotor belsejében a fluidum áramlásának tanulmányozásában egyetlen, a lapát felületéhez illeszkedő áramvonalra szorítkozhatunk. Ezt az áramvonalat az áramlás irányának megjelölésével a 7.42. ábrán szaggatott vonal jelöli. Az ábrán egy centrifugálszivattyú, illetve egy centripetálturbina rotorjának egy lapátja látható.

Az ábrán R_b és R_k a rotor belső, illetve külső kerületét jelöli (pontosabban: e mennyiségek a turbinalapát két végpontja által leírt körök sugarát jelentik). A forgásirány megjelölése mellett ω a rotor szögsebességét mutatja.

A fluidum a lapátok közötti áramcsőben halad, mely a fenti hipotézisek szerint párhuzamos áramvonalakból áll. Az áramcsövet a lapát felülete határolja le, tehát a rotorhoz viszonyítva a folyadék v_r sebességvektora a lapát felületét ábrázoló görbéhez bármely pontban érintőleges. A centrifugálszivattyú esetében ez a vektor az áramlás irányának megfelelően kifelé, a centripetálturbina esetében pedig befelé mutat.

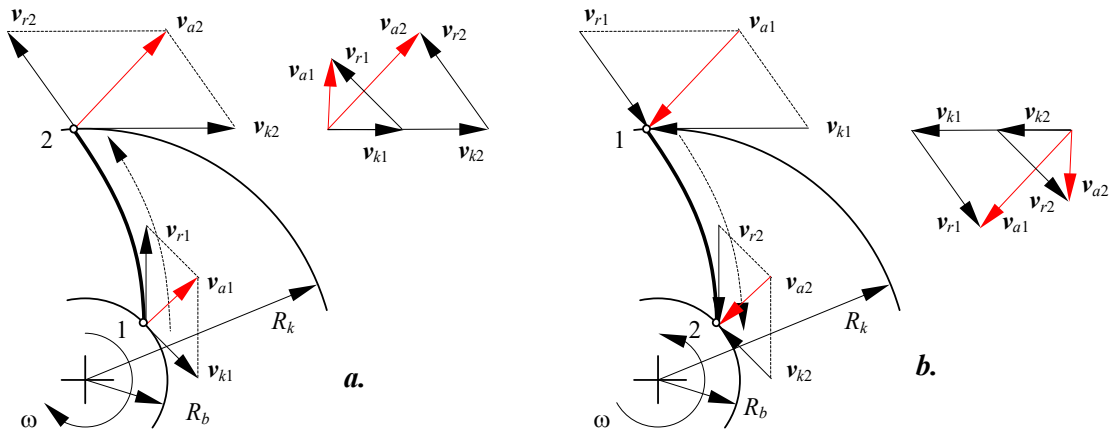
A rotor ω szögsebességgel forog, emiatt az előbb említett v_r sebességvektor az áramló fluidumnak a rotorhoz viszonyított relatív sebességét jelenti. A rotor valamely R sugarú pontja a sztatorhoz képest egy

$$v_k = \omega \cdot R \quad (7.41)$$

nagyágú kerületi sebességgel rendelkezik, a v_k vektor pedig az adott pont kör alakú pályához érintőleges.

A v_k vektor a rotorban áramló fluidum transzportsebessége (az áramcső sebessége), a fluidum v_a abszolút sebességét pedig a transzportsebesség és a relatív sebesség vektoriális összegzésével kapjuk:

$$v_a = v_k + v_r. \quad (7.42)$$



7.42. ábra. Turbógépek sebességháromszögei (a. - szivattyú, b. - turbina)

A relatív sebesség v_r nagyságát az áramcsőben áramló fluidum Q/z hozamának és a rotor lapátjai közötti áramcső A keresztmetszetének függvényében kapjuk:

$$v_r = \frac{Q}{z \cdot A}. \quad (7.43)$$

E képletben Q a gép hozama vagy nyelése, z pedig a rotor azon csatornáinak száma, amelyeken keresztül a fluidum egyidejűleg áramlik (példaként: egy Francis-turbinánál z a lapátok számával azonos, de egy Zuppinger-turbinánál annál jóval kisebb). A Q hozam térfogathozam, szükség esetén (pneumatikus gépeknél) a fluidum állapotváltozását is figyelembe kell venni.

Amint a fluidum részecskéi a rotor csatornáin végighaladnak az abszolút sebességük megváltozik, a \mathbf{v}_a sebességvektor iránya és nagysága egyaránt változik. E változás a fluidum impulzusának és mozgási energiájának módosulását vonja maga után.

Az impulzus megváltozása azt jelenti, hogy az áramló fluidum és a rotor lapátja egymással kölcsönhatásban vannak. A szivattyú rotorjának belsejében a folyadék sebessége és mozgási energiája megnövekszik, a turbina rotorjában pedig e jelenség fordítottja történik, a két említett mennyiség csökken. A szivattyú rotorja erőt fejt ki a folyadékra, a turbinában pedig a folyadék fejt ki erőt a rotorra. Az áramló fluidum és a turbógép rotorja között energiaátadás történik.

A szivattyú rotorjának belsejében az abszolút sebesség nagysága megnő, tehát az átáramló folyadék kinetikus energiája a kilépésnél nagyobb lesz, mint amekkora a belépésnél volt. A turbina belsejében az abszolút sebesség csökken, tehát az áramló folyadék kinetikus energiája is csökkenni fog. E változás szemléltetéséhez a \mathbf{v}_a vektorokat adó háromszögeket, amelyeket a be- és a kilépésnél szerkesztünk meg, egymásra csúsztatjuk. Egyezményesen a kerületi sebességeket ugyanazon a tartóegyenesen helyezük el, mintha a belépési és a kilépési pont ugyanazon az átmérőn lennének: így kapjuk meg a 7.42. ábrán látható sebességháromszögeket. Mint látható, a \mathbf{v}_a sebességvektor bizonyos szöveget zár be a sugáriránnyal – a vezetőkerékek álló lapátjainak fő szerepe a fluidumnak az adott irányba való terelésében áll.

Az áramló fluidumra felírt energiamegmaradás tétele a Bernoulli-egyenlet. Mivel a fluidum áramlása nem tisztán gravitációs térben történik (az áramvonalhoz kötött vonatkoztatási rendszer forgó mozgást végez), nem alkalmazhatjuk a nyugvó vezetésekre megállapított egyszerűsített egyenleteket és az energiamegmaradás tételének teljesebb, 4.31. megfogalmazásából kell kiinduljunk.

Az általános Bernoulli-egyenletet most is egyszerűsíthetjük, mert az áramlást stacionáriusnak, örvény- és súrlódásmentesnek tekintjük. Ezen kívül, ha feltételezzük, hogy a fluidum barotróp (annak ρ sűrűsége a nyomás függvénye), akkor a következő formához jutunk:

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} = \int_1^2 \mathbf{f} \cdot d\mathbf{s} - \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right). \quad (7.44)$$

A jobb oldali integrál alatt a fluidum egységnyi tömegére ható erők szerepelnek, ezek a gravitációs erő (a fluidum súlya) és a tehetetlenségi erő. Ez utóbbi a forgó rendszerben elmozduló testre ható Coriolis-erő és a centrifugális erő rezultánsa.

A Coriolis-gyorsulást a mechanikából ismert

$$\mathbf{a}_c = 2 \cdot \mathbf{v}_r \times \boldsymbol{\omega} \quad (7.45)$$

összefüggés adja, a centrifugális gyorsulást pedig

$$\mathbf{a}_f = \omega^2 \cdot \mathbf{R}. \quad (7.46)$$

A gravitációs gyorsulás hatása a rotor magas fordulatszámja miatt a másik két összetevő mellett elhanyagolható, így Bernoulli egyenlete a következőképpen írható fel:

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} = \int_1^2 (2 \cdot \mathbf{v}_r \times \boldsymbol{\omega} + \omega^2 \cdot \mathbf{R}) \cdot d\mathbf{s} - \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right). \quad (7.47)$$

Mivel áramvonal mentén integrálunk, $\mathbf{v}_r \parallel d\mathbf{s}$, az integrál első tagja zéró lesz. A centrifugális erőter potenciálos:

$$\mathbf{a}_f = \text{grad } U_{cf}, \quad (7.48)$$

ahol

$$U_{cf} = \frac{R^2 \cdot \omega^2}{2}. \quad (7.49)$$

A két utóbbi megjegyzéssel

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} = \frac{\omega^2 \cdot (R_2^2 - R_1^2)}{2} - \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right), \quad (7.50)$$

s ezt átrendezve Bernoulli törvényének újabb formáját kapjuk:

$$\frac{v_{r1}^2}{2} + \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{\omega^2 \cdot R_1^2}{2} = \frac{v_{r2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{\omega^2 \cdot R_2^2}{2}, \quad (7.51)$$

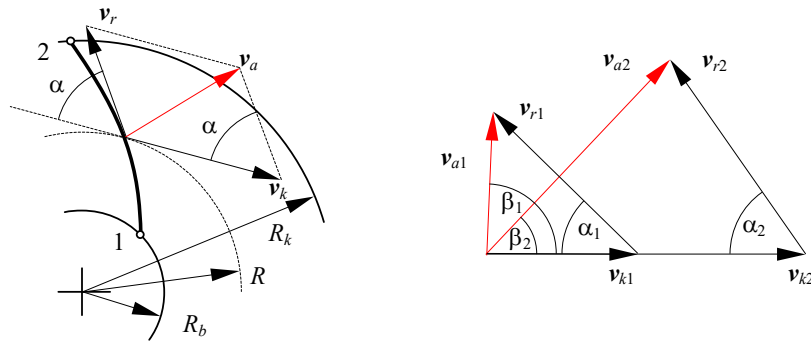
vagy, a kerületi sebesség kifejezését figyelembe véve:

$$\frac{v_{r1}^2}{2} + \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{v_{k1}^2}{2} = \frac{v_{r2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{v_{k2}^2}{2}. \quad (7.52)$$

A sebességvektorok háromszögeiből, az általánosított Pitagorász-tétel (koszinusz-tétel) alkalmazásával

$$v_a^2 = v_r^2 + v_k^2 - 2 \cdot v_r \cdot v_k \cdot \cos \alpha, \quad (7.53)$$

ahol az α szög a \mathbf{v}_r és a \mathbf{v}_k vektorok által bezárt szög, mely a rotor lapátjának dőlése (a sugárirányhoz viszonyítva, 7.43. ábra). Az α szög a rotor geometriájának jellemzője, a relatív sebesség a gép hozamának és geometriájának, a kerületi sebesség pedig a gép fordulatszámának ismeretében számítható. E mennyiségekkel tehát az abszolút sebességet is megkapjuk.



7.43. ábra. A rotor lapátjának dőlése

Ugyanezekből a háromszögekből

$$v_r^2 = v_a^2 + v_k^2 - 2 \cdot v_a \cdot v_k \cdot \cos \beta, \quad (7.54)$$

ahol a β szög a \mathbf{v}_a és a \mathbf{v}_k vektorok által bezárt szög. E szöget a három sebesség (\mathbf{v}_a , \mathbf{v}_r és \mathbf{v}_k) ismeretében

$$\beta = \arccos \left(\frac{v_a^2 + v_k^2 - v_r^2}{2 \cdot v_a \cdot v_k} \right) \quad (7.55)$$

formában kapjuk. E szög \mathbf{v}_a -tól is függ és lapátok dőlésszögével szoros kapcsolatban áll.

Bernoulli egyenlete a relatív sebesség behelyettesítésével tehát a következő alakra hozható:

$$\frac{v_{a1}^2}{2} - v_{r1} \cdot v_{k1} \cdot \cos \beta_1 + \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{v_{a2}^2}{2} - v_{r2} \cdot v_{k2} \cdot \cos \beta_2 + \frac{p_2}{\rho_2}, \quad (7.56)$$

ahonnan az össznyomás (amely a hidrosztatikai p és a hidrodinamikai $\rho \cdot v^2 / 2$ nyomás összege) változása:

$$\Delta p = \left(p_2 + \rho_2 \cdot \frac{v_{a2}^2}{2} \right) - \left(p_1 + \rho_1 \cdot \frac{v_{a1}^2}{2} \right) = (\rho_2 \cdot v_{r2} \cdot v_{k2} \cdot \cos \beta_2 - \rho_1 \cdot v_{r1} \cdot v_{k1} \cdot \cos \beta_1), \quad (7.57)$$

ez az összefüggés pedig *Euler turbinaegyenlete*.

A nyomás változásának és a hozamnak ismeretében a gép teljesítménye a már ismert módon számítható:

$$P = Q \cdot \Delta p. \quad (7.58)$$

A teljesítménnyel a gép tengelyén ható nyomatékot is meghatározhatjuk:

$$M = \frac{P}{\omega}, \quad (7.59)$$

ahonnan a rotor lapátjait terhelő erő is kiszámítható. Ezt az erőt az impulzusmegmaradás, a nyomatékot pedig az impulzusnyomaték megmaradásának törvényének alkalmazásával is kiszámíthatjuk, a turbinaegyenlet ezen az úton járva is levezethető.

Euler turbinaegyenlete úgy turbószivattyúk, mint turbinák esetében is alkalmazható. A bemutatott példák radiális gépek voltak, de ugyanígy felírhatjuk diagonális, axiális vagy tangenciális gépekre is.

A diagonális gépek esetében a kiszemelt áramvonal nincs az ábra síkjában, tehát a relatív sebesség vektora nem merőleges a gép tengelyére.

Az axiális gépeknél a be- és kilépési pontok sugara azonos, emiatt a kerületi sebességek nagysága nem változik az áramvonal mentén.

A tangenciális gépeknél az abszolút sebesség vektora a be- és kilépésnél érintőlegesen irányú, tehát a β szög értéke zéró.

7.3.3. Az energiaátalakítók jellemzőinek kísérleti meghatározása

Amikor a hidraulikus és pneumatikus gépek jellemzőit elméleti úton próbáljuk levezetni, a számítások során egyszerűsítő feltételezéseket vezetünk be. Az egyszerűsítések miatt a számított hozamok, nyomások és teljesítmények várhatóan különbözni fognak a mért mennyiségektől. A gépek jellemzőinek meghatározását tehát nem lehet pusztán elméleti alapokra fektetni, végső soron az csak kísérleti úton, mérések alapján történhet meg.

A mérések, kísérletek során a kisméretű gépeket laboratóriumban, próbapadon, a nagyobbakat pedig a helyszínen, üzemeltetésük közben lehet tanulmányozni. A nagy gépek prototípusának legyártása előtt csökkentett léptékű modellen lehet kísérleteket végezni.

A továbbiakban példaképpen egy szivattyú és egy turbina laboratóriumi vizsgálatának menetéről olvashatunk.

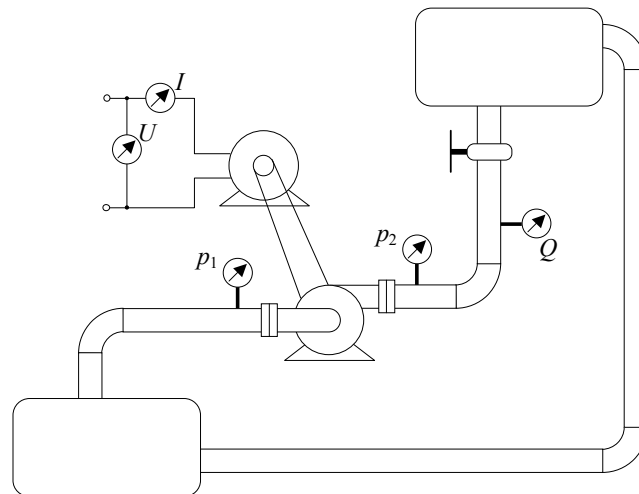
7.3.3.a. Egy szivattyú kísérleti tanulmányozása

A laboratóriumi mérések elvégzéséhez szükséges kísérleti berendezés elvi vázlata a 7.44. ábrán látható. Ez a vázlat magába foglalja a szivattyút, amely a szívó- és a nyomócsonton keresztül csatlakozik a próbapad vezetékéhez, az alsó és a felső folyadéktartályt, a mérőeszközöket és a szabályzószerveket is.

A szívó- és a nyomóág egy-egy tartályba torkollik, melyekben a folyadékszint állandó és az áramlási sebesség alacsony. E feltétel biztosítja a hozam és a nyomáskülönbség állandóságát.

A szivattyú által létrehozott nyomáskülönbség meghatározásához a szívó- és a nyomócsont közelében levő egyenes vízszintes csőszakaszokra egy-egy manométert csatlakoztatunk, de használhatunk egy differenciál-manométert is, az közvetlenül a nyomáskülönbséget méri. A nyomóágon egy hozammérőt is elhelyezünk (ez például egy diafragma két oldalán csatlakoztatott Venturi-cső is lehet).

A szivattyú fordulatszámát egy tachométerrel (fordulatszám mérővel) mérjük. A meghajtó motor által átadott teljesítmény meghatározásához a tengelyen átadott nyomatékot is meg kell mérnünk. E nyomatékot a tengely elcsavarodásából is számíthatjuk, amelyet például feszültségmérő bélyegekkel határozhatunk meg.



7.44. ábra. Szivattyú kísérleti tanulmányozása

Amikor a szivattyú és a meghajtó elektromos motor együttes hatásfokát szeretnénk meghatározni elegendő a felvett elektromos teljesítményt rögzíteni, például az áramerősség és a feszültség mérésével.

Az átfolyó hozamot egy, a nyomóágra szerelt eszközzel (szeleppel vagy tolózárrel) szabályozzuk. A centrifugálszivattyúkat indítás előtt fel kell tölteni, ezért a berendezés az ehhez a művelethez szükséges csapokat és vezetékeket is magába kell foglalja.

A mérés során a szivattyú Q hozamát, egy-egy rögzített n fordulatszám mellett, a nyomócsőre szerelt szabályzó szelep megnyitásával fokozatosan emeljük. Minden egyes beállított hozamértéknél (annak állandósulása után) leolvassuk a nyomásértékeket és a teljesítmény meghatározásához szükséges mennyiségeket is. A méréssorozatot más fordulatszámok mellett is megismételhetjük.

A kapott adatokkal minden mért (Q, n) adatra kiszámítjuk a nyomómagasságot. Ehhez a szivócsonknál és a nyomócsonknál meghatározzuk a hidrodinamikai szint magasságát. A szivócsonknál

$$H_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1, \quad (7.60)$$

a nyomócsonknál pedig

$$H_2 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2, \quad (7.61)$$

ahol z_1 és z_2 az illető csonknak egy megfelelően megválasztott referenciaszinthez (például a padló szintjéhez) viszonyított geodéziai magassága. E képletekben v_1 és v_2 a folyadék áramlási sebessége, p_1 és p_2 pedig annak a hidrosztatikai nyomása. Amennyiben a szivárgás elhanyagolható, mindkét sebességet a mért Q hozam és az adott vezeték keresztmetszetével számíthatjuk, ellenben a hozamot a szivóágon is mérni kell:

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D_1^2} \approx \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_1^2}, \quad (7.62)$$

illetve

$$v_2 = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_2^2}. \quad (7.63)$$

A szivattyú nyomómagasságát a hidrodinamikai szintek különbségeként kapjuk:

$$H = H_2 - H_1. \quad (7.64)$$

A szivattyú P_h hasznos teljesítményét ekkor a

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (7.65)$$

szorzattal határozzuk meg. Hatásfokának kiszámításához a P_b befektetett mechanikai teljesítményt is meg kell adnunk, azt pedig a tengelyen átvitt M nyomatékkal és az n fordulatszámmal határozzuk meg:

$$P_b = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n. \quad (7.66)$$

A hatásfok a haszon és a befektetés hányadosa, tehát az

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M} \quad (7.67)$$

lesz. E mennyiség a szivattyú összhatásfoka.

Amikor a szivattyú és a meghajtó elektromos motor egy gépegységet alkot, akkor hasznosabb az együttes hatásfokuk ismerete. E hatásfok a szivattyú η_{sz} összhatásfokának, az erőátvitel η_m mechanikai hatásfokának és az elektromos motor η_e hatásfokának szorzata lesz:

$$\eta_t = \eta_{sz} \cdot \eta_m \cdot \eta_e. \quad (7.68)$$

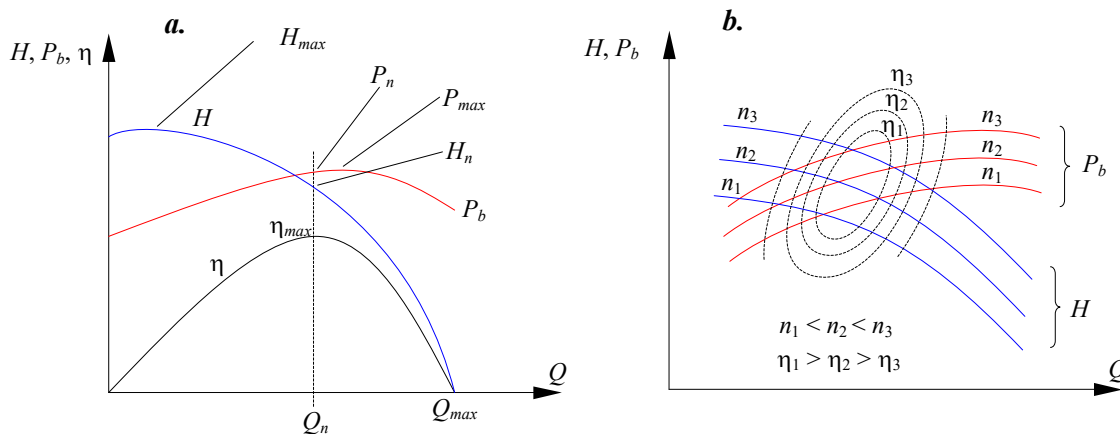
Ez a hatásfok is a haszon és a befektetés hányadosa, de itt a befektetett teljesítmény a felvett elektromos teljesítmény jelenti:

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_b} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{U \cdot I}. \quad (7.69)$$

Ha egy rögzített n fordulatszám mellett a szivattyú nyomómagasságát, a felvett teljesítményt és a hatásfokot a hozam függvényében ábrázoljuk, akkor a szivattyú $H(Q)$, $P_b(Q)$ és $\eta(Q)$ karakterisztikus görbéit kapjuk (7.45.a. ábra). A nyomómagasság helyett néha a nyomásnövekedés $\Delta p(Q)$ és/vagy az egységnyi tömegű folyadék energianövekedésének $Y(Q)$ görbéit ábrázolják, ahol $Y = g \cdot H$.

Az ábrán látható görbék a turbószivattyúkra megállapított karakterisztikák általánosításából származnak. E görbéket szemrevéve a következőket tapasztaljuk:

- a nyomás egy rövid emelkedő szakaszt mutat (ez bizonyos szivattyútípusoknál hiányozhat), majd meredeken lejt;
- a teljesítmény a hozammal növekszik, majd a nagyon nagy hozamok tartományában visszaesik (e visszaeső szakasz szintén hiányozhat);
- a hatásfok a nullából indul ki, egy darabig növekedve eléri maximális értékét majd a nulla fele csökken.



7.45. ábra. Turbószivattyú karakterisztikus görbéi

A szivattyú Q_n nominális hozamát, p_n nominális nyomását és P_n nominális teljesítményét a maximális (nominális) hatásfoknak megfelelő értékeként adják meg. A szivattyú gazdaságos felhasználásának feltétele az, hogy munkapontja e nominális hozam- és nyomásértékek közelében legyen. Emiatt a gyakorlati igényeket kielégítő karakterisztikák a görbéknek csak a nominális hozam közelébe eső részét ábrázolják.

E görbéket más fordulatszámon is lehet ábrázolni, így görbe-családokat kapunk. Ekkor azonban a hatásfok-görbéket nem a hozam függvényében rajzolják fel, hanem a hatásfok állandó értékeinek megfelelő pontokat kötik össze (7.45.b. ábra). A hatásfok értéke a koncentrikus görbéken befele növekedik, értékét az adott H görbével alkotott metszéspontnál kell leolvasni.

Ha a szivattyú fordulatszáma változtatható, akkor a nominális értékeket a nominális fordulatszám függvényében adják meg.

A nagy szivattyúk álló- és mozgó lapátjai a nagyobb hatásfok elérésének érdekében állíthatók, elfordíthatók: ekkor az előbbi görbéket a lapátok különböző elfordítási szögének megfelelően rajzolják meg.

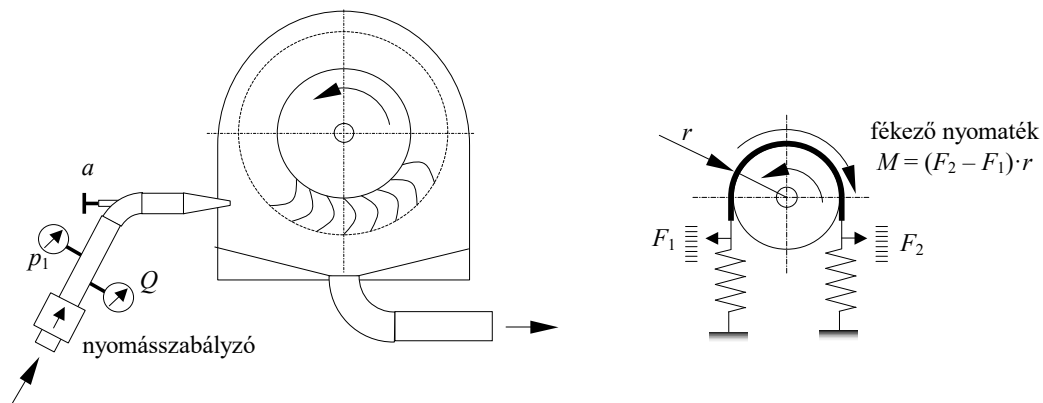
A megállapított mennyiségek a folyadék tulajdonságaitól is függenek, tehát a karakterisztikus görbék csak a méréskor használt folyadékra érvényesek. Nem lehet egy olaj szivattyúzására használt gépet vízre megállapított görbékkel méretezni.

A folyadék fizikai tulajdonságai, így a fajsúly és a viszkozitás kisebb-nagyobb mértékben változnak a hőmérséklettel, így a görbék felhasználásánál e körülményt is figyelembe kell venni, például nem lehet egy forróvíz-szivattyút hideg vízre felvett görbék alapján számítani.

Megjegyzendő, hogy a kompresszorok jelleggörbéit hasonló módon szerkesztjük meg, ekkor azonban a H nyomómagasság helyett a Δp nyomásnövekedéssel dolgozunk.

7.3.3.b. Egy turbina kísérleti tanulmányozása

A hidraulikus turbinák laboratóriumi vizsgálatáról egy kísérleti Pelton-turbina példáján keresztül alkothatunk fogalmat. A berendezés vázlatát a 7.46. ábrán látható. Ez egy vízszintes tengelyű turbinakerékből áll, amelyre egy túszeleppel ellátott injektor (sugárcső) juttatja el a vizet. Ez az injektor a laboratórium vízvezeték-hálózatához csatlakozhat. A víz nyomását egy nyomásszabályzó tartja állandó szinten. Az elhasznált víz egy csatornán folyik el.



7.46. ábra. Kísérleti Pelton-turbina vázlatát

A turbina hozamát és a víz nyomását a betápláló vezetékre szerelt mérőeszközök mutatják, fordulatszámát pedig a tengelyére csatlakoztatott tachométer méri.

A turbinák a víz hidraulikus energiáját mechanikai energiává (munkává) alakítják át, hatásfokának kiszámításához pedig ez utóbbi mennyiséget kell meghatározni. E célból a turbina tengelyén leadott nyomatékot is meg kell mérnünk. A mérések elvégzésének érdekében a turbinát le kell terhelni, a keletkező mechanikai energiát át kell adni valaminek. Ezt a turbina fékezésével oldják meg. Ez a fék lehet egy mechanikus, hidraulikus vagy elektromos berendezés, amely végső soron a mechanikai energiát hővé alakítja át. Fontos, hogy a fékező hatás a mérés során ne változzon meg – ezzel az átalakított teljesítmény időbeni állandóságát biztosítjuk. A 7.46. ábra jobb oldalán egy egyszerű mechanikus szalagfék vázlatát láthatjuk: a fékező erőt a dinamométerek által mutatott erők különbsége adja, annak nyomatékát pedig a fékdob sugarával számítjuk. A fék nyomatékát a szalag feszítésével állíthatjuk.

A mérések során a víz nyomását a nyomásszabályzóval, hozamát pedig az injektor túszeleppel állítjuk be. Az injektor megnyitásának állapotát (a turbina szabályozását) egy a paraméter nagysága jellemzi.

Esetünkben a tanulmányozott gép egy akciós turbina, ahol a nyomáscsökkenés az injektorban történik meg. Emiatt e turbina hozama nem függ a fordulatszámától, vagyis a Q hozam csak az a paraméter és a p_1 nyomás függvénye.

A kísérletek során a víz nyomását és hozamát állandó értékeken tartva, a fék szabályozásával különböző fordulatszámokat állítunk be és megmérjük a turbina fordulatszámát és nyomatékát.

Ezután a nyomást továbbra is állandó értéken tartva a mérések sorozatát a hozam más értékei mellett is megismételjük.

Végül a nyomást megváltoztatva, annak egy-egy állandó értéke mellett különböző hozamok és fordulatszámok beállításával további méréseket végzünk.

A mérésorozat eredményeinek feldolgozása most bonyolultabb, mint amilyen az a szivattyú esetében volt. A turbina karakterisztikus görbéit a Δp nyomáskülönbségnek megfelelő H nyomómagasság rögzített értékeire ábrázoljuk. Ezek a nyomaték $M(a, n)$, a hasznos teljesítmény $P_h(a, n)$, a hozam $Q(a, n)$ és a hatásfok $\eta(a, n)$ görbecsaládjai; az egyes görbéket az a paraméter különböző (de állandó) értékeire szerkesztjük meg.

A H nyomómagasságot a szivattyúknál használt eljárással határozzuk meg. A turbináknál a p_2 nyomás a légköri nyomással azonos, mivel a víz nyomása az akciós turbináknál az injektorokban, a reakciós turbináknál pedig a szívócsőben a légköri nyomásig csökken. A Pelton-turbinánál a v_2 sebesség és a $z_2 - z_1$ geodéziai szintkülönbség elhanyagolható.

A befektetett teljesítmény a víz hidraulikus energiájából származik:

$$P_b = \gamma \cdot Q \cdot H, \quad (7.70)$$

a hasznos teljesítményt a fék által egységnyi idő alatt hővé alakított energia jelenti:

$$P_h = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M, \quad (7.71)$$

a turbina hatásfoka pedig, mint a haszon és a ráfordítás hányadosa most

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{\gamma \cdot Q \cdot H} \quad (7.72)$$

lesz.

A mért és a számított eredményeket ábrázolva a 7.47. ábrán látható karakterisztikus görbéket (jelleggörbéket) kapjuk. Az ábrázolt karakterisztikák általánosítottak, az előbbieken leírt Pelton-turbina esetében néhány különbséget fogunk észlelni.

- A turbina fordulatszám-karakterisztikáit a H nyomómagasság és az a paraméter állandó értékeire ábrázoljuk (7.47.a. ábra). E karakterisztika négy görbét tartalmaz:

- a teljesítménygörbét, amely a nullából indul ki, egy adott fordulatszámon eléri a maximumát majd megint nullára esik vissza (e második zérus értéknek megfelelő fordulatszámon a turbina megszalad);

- a hatásfok-görbét, amely a teljesítménygörbével együtt változik;

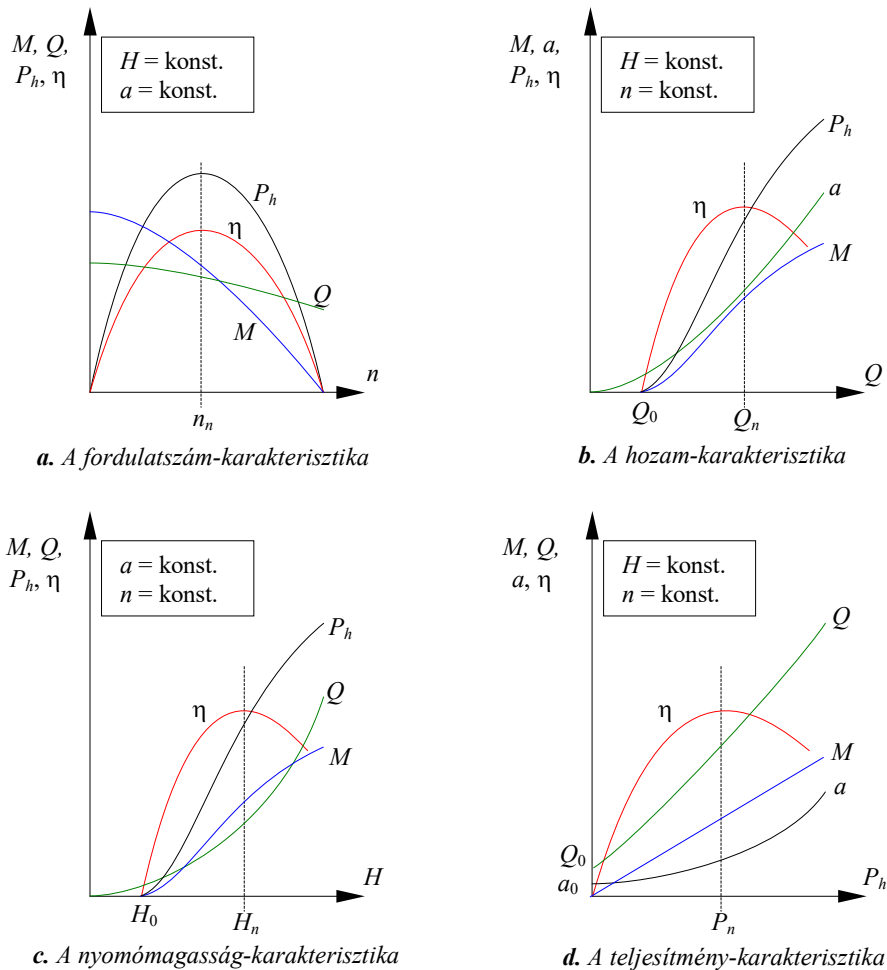
- a nyomatékgörbét, amely a fordulatszámmal csökken;

- a hozamgörbét, amely általában csökkenő tendenciát mutat.

A Pelton-turbinánál a hozamgörbe egy vízszintes egyenes.

H és a nagyságát változtatva, egy bizonyos beállításnál és nyomásesésénél a hatásfok egy adott fordulatszámon a lehető legnagyobb értékét veszi fel. Ez az érték a turbina nominális hatásfoka (η_n). E nominális beállítás (a_n), és (H_n) és fordulatszám (n_n) mellett mért és

számított további mennyiségek a turbina nominális hozama (Q_n), nyomatéka (M_n) és teljesítménye (P_n).



7.47. ábra. Egy turbinát jellemző karakterisztikus görbék

• A turbina hozam-karakterisztikái a H nyomómagasság és az n fordulatszám állandó értékeire megrajzolt görbék (7.47.b. ábra). E karakterisztika is négy görbét tartalmaz:

- a teljesítménygörbét, amely folyamatosan növekszik;
- a hatásfok-görbét, amelynek egy maximuma van;
- a nyomatékgörbét, amely a teljesítménygörbével együtt változik;
- az a paraméter görbét, amely a turbina beállítása és hozama közötti kapcsolatot adja.

Megfigyelhető, hogy P_h , η és M görbéje nem a $(0,0)$ ponttól, hanem a hozam valamely Q_0 értékétől kezd növekedni (az ábrán a jobb láthatóság miatt ez az eltérés eltúlzott nagyságú). Ennek magyarázata a turbina-tengely súrlódásából származó nyomatékban áll: a turbina csak akkor kezd forogni, amikor a tengelyére ható M nyomaték legyőzi a súrlódási erők ellenállását (a turbina mechanikai hatásfoka $\eta_{mech} < 1$).

- A nyomómagasság-karakterisztika (7.47.c. ábra) az előbbihez hasonló, a következő négy görbéből áll:

- a teljesítménygörbéből, amely most is folyamatosan növekszik;
- a hatásfok-görbéből, amelynek egy maximuma van;
- a nyomatékgörbéből, amely ebben az esetben is a teljesítménygörbével együtt változik;
- a hozamgörbéből, amely emelkedik.

Az előbbi karakterisztikánál is említett három görbe (P_h , η és M) most a nyomásesés bizonyos H_0 értékétől kezdenek növekedni, mely jelenséget szintén a turbina mechanikai hatásfokával tudunk magyarázni.

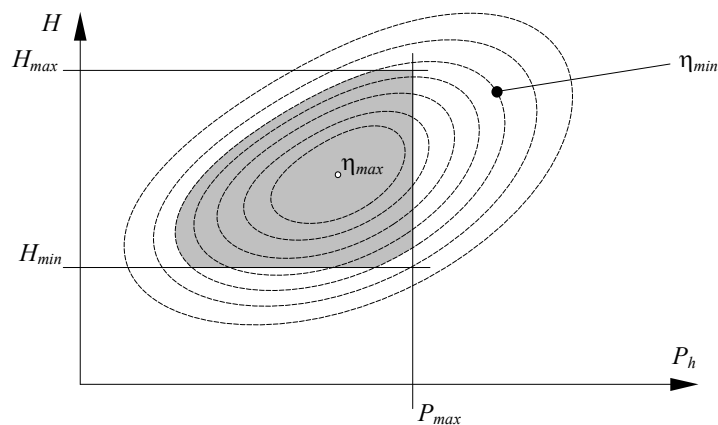
A Pelton-turbinánál a hozamgörbe tulajdonképpen az injektor karakterisztikája.

- Végül, a teljesítmény karakterisztikát (7.47.d. ábra), amelyet rögzített H és n értékekre ábrázolunk, a következő négy görbe alkotja:

- a hatásfok-görbe, amelynek a nominális teljesítménynél van a maximuma;
- a lineáris változást mutató nyomatékgörbe (ez tulajdonképpen egy egyenes);
- az a paraméter görbéje;
- a hozamgörbe, mely emelkedik.

A Pelton-turbinánál az a paraméter görbéje a fordulatszámától független.

Az erőművekben használt turbinákat állandó fordulatszámon kell működtetni, hiszen a termelt elektromos áram frekvenciája állandó kell legyen. Ilyenkor egy adott nyomómagasság és rögzített fordulatszám mellett a hasznos teljesítmény és az elérhető legnagyobb hatásfok viszonyának ismerete fontos. E viszonyt a turbina üzemi karakterisztikája adja, amely az előbbi jelleggörbék alapján építhető fel (7.48. ábra). E diagramon a hatásfokot az állandó értékeket összekötő vonalakkal ábrázoljuk. Az elméletileg megszerkesztett diagramon az üzemeltetéskor számításba vehető tartományt a turbinához kapcsolt generátor maximális teljesítménye (P_{max}), a vízszintingadozás lehetséges $H_{min} - H_{max}$ intervalluma és a gazdasági megfontolások alapján meghatározott megengedhető hatásfok legkisebb η_{min} értéke határolja le.



7.48. ábra. Egy turbina üzemi karakterisztikája

7.3.4. Turbógépek hidraulikai modellezése

7.3.4.a. Általános összefüggések

A turbógépek elméleti tanulmányozása az Euler turbinaegyenletére alapoz. Ezt az egyenletet egy sor egyszerűsítő feltétel bevezetésével állapították meg, s emiatt a valóságos folyamatokat csak megközelítően írja le. A turbógépen áramló közeg valódi, pontos mozgásegyenletének felírása és integrálása az áramlás bonyolultsága miatt nem lehetséges, ezért a turbógépek tervezését nem lehet teljes egészében elméleti alapokra helyezni. Az egyszerűsítő feltételeken alapuló tervezés, mint amilyen a turbinaegyenlet alkalmazása lenne, csak egy előmérétezésre alkalmas, az optimális paraméterek megállapítása csak kísérleti úton történhet meg.

A kísérletsorozatot végezhetjük egy prototípuson vagy pedig egy csökkentett léptékű modellen. A modellezés a nagyobb gépek esetében válik szükségessé, például egy több száz megawatt teljesítményű turbina kísérleti prototípusának előállítására és tesztelésére meglehetősen költséges feladatnak ígérkezik.

A tervezés támaszkodhat a már kivitelezett és üzembe helyezett gépekkel való összehasonlításra is: bizonyos feltételek mellett a már megvalósított szerkezet a tervezett gép modelljének tekinthető, tehát viselkedésének tanulmányozásával a tervezett gép várható tulajdonságaira következtethetünk.

A hidraulikai modellezés alapja a megfelelő mennyiségek hasonlósága. A modell a prototípus bizonyos léptékű, nagyított vagy kicsinyített mása, ahol a megfelelő hosszúságok közötti arány állandó, a megfelelő (homológ) szögek pedig egyenlők. A geometriai hasonlóság értelmében például a prototípus és a modell rotorjának külső átmérője között levő arány egyenlő a belső átmérők között fennálló aránnyal:

$$\frac{D_{k,m}}{D_{k,p}} = \frac{D_{b,m}}{D_{b,p}} = k_l, \quad (7.73)$$

a lapátok dőlésszöge pedig a két rotoron a homológ pontokban azonos.

A geometriai hasonlóság mellett a kinematikai hasonlóságot is elő kell írunk s eszerint a megfelelő sebességek közötti arány is állandó kell legyen:

$$\frac{v_m}{v_p} = k_v. \quad (7.74)$$

E feltétel értelmében a prototípus sebességháromszögei geometriailag hasonlóak a modell megfelelő pontjában megrajzolt homológ sebességháromszögekkel.

A hasonlóság elmélete szerint a prototípuson és a modellen érvényes összefüggések között arányosság kell létezzen: a turbógépek elméletileg megállapított egyenlete (a turbinaegyenlet) a modellen is érvényes kell legyen. Ez az egyenlet a 7.57. formájában a teljes nyomáskülönbséget adja, de azt átírhatjuk a turbógép nyomómagasságát adó egyenletre is. Feltételezvé, hogy a rotorban nem megy végbe termodinamikai állapotváltozás a turbinaegyenletet most

$$H = \frac{1}{g} \cdot (v_{r2} \cdot v_{k2} \cdot \cos \beta_2 - v_{r1} \cdot v_{k1} \cdot \cos \beta_1) \quad (7.75)$$

formában kapjuk. Ez az egyenlet az elméleti nyomómagasságot adja amelyet a hidraulikus hatásfokkal korrigálunk. A kiigazított egyenlet a prototípuson is és a modellen is helyes kell legyen. Mivel a gravitációs gyorsulást nem változtatjuk meg, a prototípusra a

$$H_p = \frac{\eta_{hidr,p}}{g} \cdot (v_{r2,p} \cdot v_{k2,p} \cdot \cos \beta_2 - v_{r1,p} \cdot v_{k1,p} \cdot \cos \beta_1), \quad (7.76)$$

illetve a modellre a

$$H_m = \frac{\eta_{hydr,m}}{g} \cdot (v_{r2,m} \cdot v_{k2,m} \cdot \cos \beta_2 - v_{r1,m} \cdot v_{k1,m} \cdot \cos \beta_1) \quad (7.77)$$

egyenleteket írjuk fel. A homológ szögek egybevágóak, ezért a β_1 és a β_2 mennyiségeket nem kell indexszel ellátni. E két egyenletben szereplő egyéb mennyiségek között arányosság áll fenn, a jobb és bal oldalak hányadosa tehát egyenlő. Ezt a hányadost felírván és az egyenleteket átrendezve, a sebességek és a hosszúságok léptékével a hidraulikus hatásfokok arányát (léptékét) a következőképpen kapjuk:

$$k_{\eta_{hydr}} = \frac{\eta_{hydr,m}}{\eta_{hydr,p}} = \frac{k_l}{k_v^2}. \quad (7.78)$$

Ha a sebességek arányosságát a kerületi sebességekre alkalmazzuk, akkor a fordulatszámok léptéktényezőjéhez jutunk:

$$k_n = \frac{n_m}{n_p} = \frac{k_v}{k_l}. \quad (7.79)$$

A felületek léptéktényezője k_l négyzete. A sebességek és a felületek arányával a térfogati hozamok aránya is meghatározható:

$$k_Q = k_v \cdot k_l^2. \quad (7.80)$$

A turbógép teljesítményét az összhatásfokkal korrigált elméleti képlettel írjuk fel:

$$P_h = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H. \quad (7.81)$$

Ez az összefüggés is a modellre és a prototípusra egyaránt igaz kell legyen és a tagok között arányosság kell létezzen. A gyakorlatban a modell munkafolyadékuma a prototípusával azonos, tehát a két γ azonos. Ekkor a teljesítmények aránya

$$k_p = k_\eta \cdot k_v \cdot k_l^3, \quad (7.82)$$

ahol k_η az összhatásfokok léptéktényezője. Ha a két munkaközeg nem azonos ($\gamma_m \neq \gamma_p$), akkor e formulában a tömegek k_m léptéktényezője is megjelenik.

A léptéktényezők között tehát bizonyos összefüggések léteznek és közülük csak néhány, egymástól független tényezőt választhatnánk meg tetszőlegesen. A független változókat azonban nem mindig lehet önkényesen megválasztani, hiszen például amikor egy üzembe állított gépet tekintünk modellként a geometriai lépték már eleve adott és általában a hatásfokok arányait sem tudjuk előírni.

A hatásfokok léptéktényezőit mérési eredmények statisztikus feldolgozásával nyert empirikus képletekkel lehet meghatározni, például

$$\frac{1 - \eta_m}{1 - \eta_p} = k_l^a \quad (7.83)$$

formájú összefüggésekkel, ahol a egy, a gép típusától és teljesítményétől függő kitevő. E képletből az összhatásfokok k_η léptékéhez jutunk. A hidraulikus hatásfokok $k_{\eta_{hydr}}$ léptékét szintén empirikus összefüggések adják.

A sebességek k_v léptéktényezője k_l és $k_{\eta_{hidr}}$ ismeretében a 7.78. összefüggésből következik, majd annak segítségével k_n és k_Q is meghatározható. Végül k_η -val k_p is kiszámítható. Természetesen egyéb fizikai mennyiségek léptéktényezőit is kiszámíthatnánk, a turbógépek tanulmányozásában azonban elegendő a felsorolt mennyiségekre szorítkoznunk.

A modellen mért adatokból az így meghatározott léptéktényezővel a prototípuson várható homológ mennyiségek egyszerűen számíthatók.

7.3.4.b. Gyakorlati alkalmazás

A turbógépeket két hosszúság-dimenziójú adattal jellemezhetjük: a rotort jellemző D átmérővel és a H nyomómagassággal. Éppen ezért a modellezés során az elméleti egyetemes k_l léptéktényező helyett inkább e két mennyiség D_m / D_p , illetve H_m / H_p hányadosának használatát részesítik előnyben. Ekkor az előbbi fejezetben foglaltak alapján, a prototípuson és a modellen érvényes adatok között a következő három reláció állapítható meg e két arány függvényében:

$$n_p = n_m \cdot \frac{D_m}{D_p} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{hidr,m}}{\eta_{hidr,p}} \cdot \frac{H_p}{H_m}}, \quad (7.84)$$

$$Q_p = Q_m \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{hidr,m}}{\eta_{hidr,p}} \cdot \frac{H_p}{H_m}}, \quad (7.85)$$

$$P_{h,p} = P_{h,m} \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \cdot \frac{H_p}{H_m} \cdot \frac{\eta_p}{\eta_m} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{hidr,m}}{\eta_{hidr,p}} \cdot \frac{H_p}{H_m}}. \quad (7.86)$$

7.3.4.c. A jellemző fordulatszám

A hidraulikus modellezés nem csak a prototípus megtervezésében hasznos, hanem a turbógépek osztályozásában is segítséget nyújt. Tekintsük valamely géptípusnak egy olyan elméleti modelljét, amely egységnyi nyomómagasság mellett (például $H_m = 1$ m) egységnyi hasznos teljesítménnyel (például $P_{h,m} = 1$ W) és a prototípussal azonos hatásfokkal működik, fordulatszáma pedig n_m . E mennyiségeket a 7.84. és a 7.86. képletekbe behelyettesítve és az egyenletrendszerből az átmérők arányát kiküszöbölve a modell fordulatszámára az

$$n_m = n_s = n_p \cdot \frac{P_{h,p}^{1/2}}{H_p^{5/4}} \quad (7.87)$$

mennyiséget kapjuk.

Tekinthetünk egy olyan elméleti modellt is, amely egységnyi nyomómagasság mellett (például $H_m = 1$ m) egységnyi hozammal (például $Q_m = 1$ m³/s) és a prototípussal azonos hatásfokkal működik. A 7.84. és a 7.85. képletekből a modell fordulatszámát most

$$n_m = n_s = n_p \cdot \frac{Q_p^{1/2}}{H_p^{3/4}} \quad (7.88)$$

formában határozhatjuk meg.

E két fordulatszámot a modellezett géptípus „jellemző” (vagy specifikus) fordulatszámának nevezik és általában n_s -sel jelölik. Mint látható, két fajta jellemző fordulatszám definiálható: az első a teljesítményre, a második pedig a hozamra fajlagosított jellemző fordulatszám.

Megjegyzendő, hogy a jellemző fordulatszámot a gép legmagasabb hatásfokú munkapontjában értelmezik.

Mindkét jellemző fordulatszám csak a gép típusától függ (a méretaránytól független), így a gépek osztályozásához használható.

A jellemző fordulatszám értéke n , H , P_h és Q mértékegységétől is függ, mivel a fenti két formulával megadott n_s mennyiségek, bár értékük után nem írnak ki mértékegységet, nem dimenzió nélküli számok. A régebbi szakkönyvekben a teljesítményt *lóerőben* adták meg (1 LE = 735 W, a lóerő angol nyelvű rövidítése „HP”), a jellemző fordulatszámot pedig az egy lóerő teljesítményű modellre határozták meg. A mértékegységek változatossága miatt egy gép n_s szerinti besorolásakor tehát tekintetbe kell venni a mértékegységeket is.

Újabban a jellemző fordulatszámokat dimenzió nélküli formában fejezik ki olyan módon, hogy a Q hozam mellett a H nyomásesés helyett az Y fajlagos energiát használják a gép jellemzésére. Ekkor a hidraulikai modellezés során a fajlagos fordulatszámot Y_m egységnyi értékére határozzuk meg, egységnyi teljesítménnyel az

$$n_s^* = n_p \cdot \frac{P_{h,p}^{1/2}}{\rho_p^{1/2} \cdot Y_p^{5/4}} \quad (7.89)$$

egységnyi hozammal pedig az

$$n_s^* = n_p \cdot \frac{Q_p^{1/2}}{Y_p^{3/4}} \quad (7.90)$$

formulákat kapjuk. Ha e képletekben szereplő mennyiségeket SI-egységekben fejezzük ki, akkor azok ugyanazt a jellemző fordulatszámot adják.

A gyakorlatban a turbógépek lehető legnagyobb hatásfokának elérésére törekszünk. A különböző jellemző fordulatszámú turbószivattyúk rotorjának a tapasztalat szerinti optimális alakját a 7.1. táblázat sorolja fel. E táblázat első négy oszlopa a különböző formulákkal kiszámított jellemző fordulatszámokat tartalmazza.



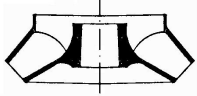
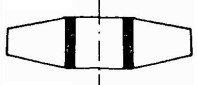
Az első oszlopban a jellemző fordulatszámot egy olyan szivattyúmodellre számították ki, amely egy köbméter folyadékot egy méter magasságra emel fel és amelynek a fordulatszámát percenként mérjük.

A harmadik oszlopban levő a jellemző fordulatszámok egy lóerő teljesítményű és egy méter nyomómagasságú vízszivattyúra adottak; a fordulatszámot itt is percenként mérjük.

A második és a negyedik oszlop a dimenzió nélküli jellemző fordulatszámokat adja, ahol a képletben szereplő mennyiségek mind egységnyiek és a nemzetközi mértékegységrendszerben vannak kifejezve, s ebből következően a két oszlopban szereplő számok azonosak. A fordulatszámot itt tehát másodpercenként mérjük és Hz-ben adjuk meg.

A különböző szivattyútípusokra jellemző fordulatszám-tartományok némileg átfedik egymást, a táblázat az átlagos értékeket sorolja fel.

A táblázatot a tervezett szivattyú típusának meghatározására használhatjuk, például a következőképpen: a tervezett hozamot, nyomómagasságot és fordulatszámot a 7.88. képletbe behelyettesítve kiszámítjuk a jellemző fordulatszámot és azt összehasonlítjuk a táblázat első oszlopában levő határértékekkel.

n_s $H = 1 \text{ m}$ $Q = 1 \text{ m}^3 / \text{s}$ n ford./perc-ben	n_s^* $Y = 1 \text{ J/kg}$ $Q = 1 \text{ m}^3 / \text{s}$ n Hz-ben	n_s $H = 1 \text{ m}$ $P_h = 1 \text{ LE}$ $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$ n ford./perc-ben	n_s^* $Y = 1 \text{ J/kg}$ $P_h = 1 \text{ W}$ $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$ n Hz-ben	A rotor alakja
10...30	$30 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 90 \cdot 10^{-3}$	36...110	$30 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 90 \cdot 10^{-3}$	 (centrifugálszivattyú)
30...80	$90 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 240 \cdot 10^{-3}$	110...295	$90 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 240 \cdot 10^{-3}$	 (centrifugálszivattyú)
80...150	$240 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 450 \cdot 10^{-3}$	295...550	$240 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 450 \cdot 10^{-3}$	 (diagonálszivattyú)
150...320	$450 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 960 \cdot 10^{-3}$	550...1200	$450 \cdot 10^{-3} \dots$ $\dots 960 \cdot 10^{-3}$	 (axiálszivattyú)

7.1. táblázat. Turbószivattyúk osztályozása a jellemző fordulatszám szerint

Példaként, ha a tervezett mennyiségek rendre $Q = 0.05 \text{ m}^3 / \text{s}$, $H = 55 \text{ m}$ és $n = 3500$ fordulat/perc, akkor a jellemző fordulatszám $n_s = 38.75$ lesz. A táblázatból az derül ki, hogy a tervezett szivattyú egy centrifugálszivattyú kell legyen, a második ábrázolt rotor-alakkal.

Turbina:	Pelton	Francis	Dériaz	Kaplan	Cső
n_s $P_h = 1 \text{ LE}$ $H = 1 \text{ m}$ n ford./perc-ben	< 60	80...350	300...500	300...1000	600...1600
n_s $P_h = 1 \text{ kW}$ $H = 1 \text{ m}$ n ford./perc-ben	< 50	70...300	260...430	260...860	520...1370
H (m)	300...2000	100...600	50...150	10...70	< 10

7.2. táblázat. Víz turbinák osztályozása a jellemző fordulatszám szerint

A turbószivattyúkhöz hasonlóan a turbina-típusokat is a jellemző fordulatszám szerint azonosíthatjuk (7.2. táblázat). A gyakorlatban napjainkban ötfajta vízturbina teszi ki az üzembe állított gépek túlnyomó részét: a Pelton-, a Francis-, a Dériaz- és a Kaplan-turbina, valamint ez utóbbi egyik változata, a csőturbina (ritkábban, kisebb esésű és teljesítményű erőművekben még a Bánki-turbinával is találkozhatunk), éppen ezért a táblázat csak ezeket a magasabb hatásfokú gépeket sorolja fel, a tipikus nyomómagasság-tartomány megemlékezésével.

7.3.4.d. A turbina topogramja

A turbinák jelleggörbéit viszonylag nagy számú paraméter függvényében ábrázoltuk, a paraméterek lehetséges tartományát lefedő jelleggörbe-sereg igen sok grafikonból áll. E nagy mennyiségű grafikon használatának kényelmetlenségét a turbina hidraulikai modellezésével kerülhetjük el.

Tekintsük a turbina azon modelljét, amely rotorjának átmérője egységnyi ($D_1 = 1 \text{ m}$) és egységnyi nyomáseséssel ($H_1 = 1 \text{ m}$), a prototípussal azonos hatásfokkal dolgozik. Ekkor a 7.84.-7.86. egyenletek a következőképpen módosulnak (az „1” indexű, *redukált* tagok a modellre, az index nélküliek pedig a modellezett turbinára, a prototípusra vonatkoznak):

$$n = n_1 \cdot \frac{\sqrt{H}}{D}, \quad (7.91)$$

$$Q = Q_1 \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}, \quad (7.92)$$

$$P_h = P_{h,1} \cdot D^2 \cdot H \cdot \sqrt{H}. \quad (7.93)$$

Ezekből az egyenletekből a redukált fordulatszám (n_1), a redukált hozam (Q_1) és a redukált teljesítmény ($P_{h,1}$) ismeretében a turbina D átmérőjével és a H nyomáseséssel n , Q és P_h könnyedén meghatározható.

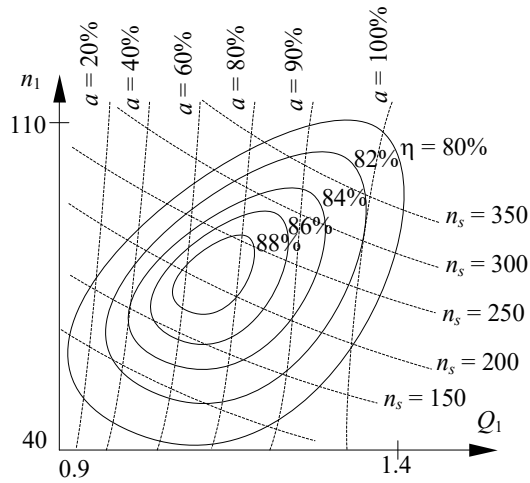
A redukált paramétereket a turbina kísérleti tanulmányozása során mért mennyiségekkel határozzuk meg, az előbbi három összefüggést felhasználva. A közöttük levő kapcsolatot grafikusán ábrázolva a turbina redukált jelleggörbéit kapjuk.

A redukált jelleggörbék közül elégséges a turbina topogramjának nevezett $n_1 - Q_1$ karakterisztikát megszerkeszteni, amelyen a hatásfokot is fel kell tüntetni, ugyanis ezekkel a mennyiségekkel a turbina teljesítménye egyértelműen meghatározható. A topogram a turbina jellemző fordulatszámát is ábrázolja (7.49. ábra).

A szükségletnek megfelelő turbina típusának kiválasztásakor a tervezett mennyiségekkel meghatározzuk az n_s jellemző fordulatszámot. A topogram-katalógusból annak a turbinatípusnak a diagramját választjuk ki, amelynél a legnagyobb hatásfoknak megfelelő jellemző fordulatszám közel van a tervezett gép n_s fordulatszámához (tehát η koncentrikus görbéinek középpontja n_s vonalának közelébe kell eszen).

A kiválasztott típus topogramján a turbina munkapontját a legnagyobb hatásfokok zónájában, a turbina szabályozószervezetének nagyobb nyitásának (az a paraméter nagyobb értékeinek) megfelelően, az adott n_s görbénél választjuk meg. Az ábrázolt példa-topogramon ez a pont valahol az $n_s = 200$ és az $n_s = 250$, illetve az $a = 80\%$ és az $a = 90\%$ görbék által lehatárolt területen vagy annak közvetlen közelében kell legyen.

A kiválasztott munkapont n_1 koordinátája és a tervezett turbina n fordulatszáma közötti kapcsolatot a 7.91. képlet adja. A H nyomásesés adott és rendszerint az n fordulatszám is rögzített (a meghajtott áramfejlesztő nominális fordulatszámával kell azonos legyen), ekkor ez a képlet a rotor D átmérőjét egyértelműen meghatározza.



7.49. ábra. Egy Francis-turbina topogramja

A munkapont Q_1 koordinátáját, a H nyomásesést és az előbbieken meghatározott D átmérőt a 7.92. képletbe behelyettesítve a turbina Q hozamát kapjuk.

Végül a topogramról a munkapontnak megfelelő η hatásfokot is leolvashatjuk, amely a tervezett turbina hatásfokával azonos. Segítségével a turbina hasznos teljesítményét is kiszámoljuk:

$$P_h = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H . \quad (7.94)$$

A topogram alapján a turbina üzemi karakterisztikáját is megrajzolhatjuk.

7.3.5. Turbógenerátorok munkapontjának meghatározása

7.3.5.a. Turbógenerátor változó nyomású rendszerben

A turbószivattyúk és a turbókompresszorok munkapontját a $H-Q$, illetve a $\Delta p-Q$ jelleggörbén, a gazdasági szempontokat is szem előtt tartva lehetőleg a magasabb hatásfokoknak megfelelő tartományban választjuk meg. Mivel a turbógenerátorok említett karakterisztikái görbültek, a munkapont analitikus meghatározása egy nehezebb feladat.

E feladat elvégzéséhez a turbógenerátor jelleggörbéjéhez hasonlóan a kiszolgált rendszer (vezeték) jelleggörbéjét is megszerkesztjük. A turbókompresszorok és a turbószivattyúk esetében hasonlóan járunk el, ezért a továbbiakban csak a szivattyúkra szorítkozunk.

A vezeték jelleggörbéjét adó összefüggést a Bernoulli-egyenlet alapján lehet meghatározni, a 7.41. ábrán látható vázlat alapján. Az egyenletet kétszer írjuk fel, külön a szívó- és külön a nyomóvezetékre:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_{sz}}{\rho} + \frac{v_{sz}^2}{2} + g \cdot z_{sz} + g \cdot h_{r1} , \quad (7.95)$$

$$\frac{p_{ny}}{\rho} + \frac{v_{ny}^2}{2} + g \cdot z_{ny} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 + g \cdot h_{r2} , \quad (7.96)$$

ahol z_{sz} és z_{ny} a szívócsonk, illetve a nyomócsonk geodéziai magassága. E két egyenletből egy újabbat állíthatunk fel:

$$\begin{aligned} \frac{p_{ny} - p_{sz}}{\rho} + \frac{v_{ny}^2 - v_{sz}^2}{2} + g \cdot (z_{ny} - z_{sz}) = \\ = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) + g \cdot (h_{r,2} + h_{r,1}), \end{aligned} \quad (7.97)$$

ahol a bal oldalon a szivattyú által bevitt Y_{sz} fajlagos energianövekedés áll, amely a rendszerben közlekedő folyadék Y_v fajlagos energianövekedésével azonos:

$$Y_{sz} = Y_v. \quad (7.98)$$

Az Y_v mennyiség a vezetéken fellépő veszteségeket is magába foglalja. Ezt a veszteséget, a hővé alakuló fajlagos energiát a 7.97. egyenlet utolsó zárójele adja.

A gyakorlatban a két tartályban a folyadék áramlása igen lassú, éppen ezért az egyenlet jobb oldalán a kinetikus tagot el lehet hagyni. A hidrosztatikai nyomásból eredő fajlagos potenciális energiát át lehet alakítani szintkülönbségből származó helyzeti energiává, ekkor az előbbi egyenlet jobb oldala a következőképpen módosul:

$$Y_{sz} = Y_g + Y_r, \quad (7.99)$$

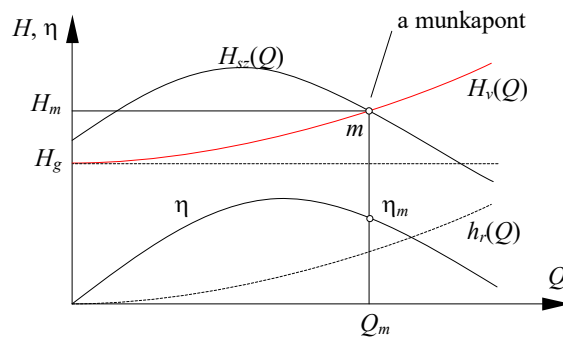
ahol Y_g egy geodéziai szintkülönbségnek megfelelő fajlagos potenciális energiaváltozás, Y_r pedig a veszteség.

Az egyenleteket szintkülönbségekkel, illetve nyomáskülönbségekkel is felírhatjuk (g -vel kell beosztani, illetve ρ -val szorozni). Szintkülönbségekkel:

$$H_{sz} = H_v, \quad (7.100)$$

ahol

$$H_v = H_g + h_r. \quad (7.101)$$



7.50. ábra. A szivattyú munkapontja

A vezetékre (rendszerre) vonatkozó mennyiségeket a hozam függvényében ábrázolva a annak jelleggörbéjéhez jutunk. A hidraulikus rendszer $H_v - Q$ jelleggörbéjét a veszteségek $h_r - Q$

görbájével kapjuk: a különböző hozamokra kiszámított h_p értékekhez hozzáadjuk a H_g mennyiséget. Mint tudjuk, turbulens áramlások esetén a veszteségek a hozam négyzetével arányosak, tehát e jelleggörbék a másodfokú parabola alakjához közelítenek.

A 7.98. egyenlet szerint a vezeték és a rákapcsolt turbószivattyú egyensúlyban vannak. Szintkülönbségekkel felírva:

$$H_{sz}(Q_{sz}) = H_v(Q_v), \quad (7.102)$$

ahol az „sz” indexek a szivattyúra, az „v”-k pedig a rendszerre (vezetékre) vonatkoznak. Mivel mindkettőn ugyanaz a hozam megy keresztül ($Q_{sz} = Q_v$) a szivattyú munkapontja a két karakterisztikus görbe közös (Q_m, H_m) pontja lesz (7.50. ábra). Az m munkapont Q_m koordinátájával a szivattyú η_m hatásfokát is meghatározhatjuk.

7.3.5.b. Párhuzamosan kapcsolt turbógenerátorok

Megtörténhet, hogy a tervezett rendszerhez nem találunk olyan szivattyút vagy kompresszort, amelyet a kívánt hozammal és nyomáskülönbséggel gazdaságosan lehetne működtetni. Amikor a rendelkezésre álló gépek nyomása elegendő, de a hozamuk túl alacsony, a rendszerünket két vagy több párhuzamosan kapcsolt géppel építhetjük fel.

Más esetben a rendszer hozama annyira ingadozhat, hogy a hozam minimális és maximális értékei közötti tartomány nem lehet egyetlen, jó hatásfokkal működő szivattyúval vagy kompresszorral lefedni. Ekkor a rendszert szintén párhuzamos gépekkel tervezzük, az egyszerre üzemeltetett gépek száma pedig mindig a pillanatnyi hozamnak fog megfelelni. E gépek egyébként nem szükségszerűen azonosak.

A párhuzamosan kapcsolt generátorok a nyomómagassága azonos, hozamuk pedig a tervezett rendszer hozamának egy bizonyos hányadát teszik ki. Az egyedi gépek hatásfoka a gazdaságosság kritériumának meg kell feleljen.

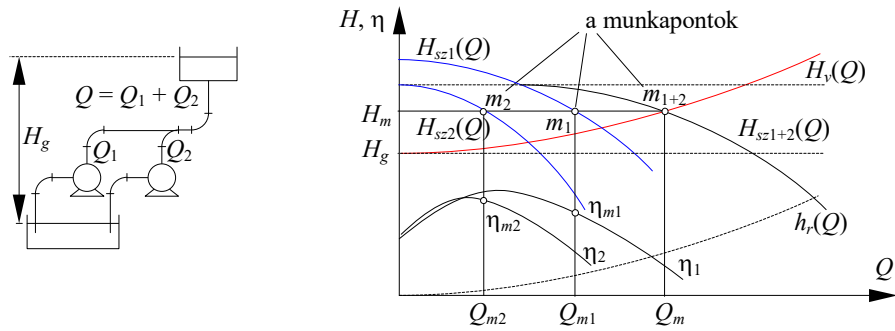
A párhuzamosan kapcsolt gépek számításának illusztrálására tekintsünk egy olyan hidraulikus rendszert, amely két különböző, közös nyomóvezetékre csatlakoztatott szivattyúból áll. A munkapontok megállapításához egy közös diagramon feltüntetjük a szivattyúk és a vezeték jelleggörbéit (7.51. ábra).

A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk azonos H nyomómagasságon dolgoznak ($H_v = H_{sz} = H_{sz1} = H_{sz2}$), a rendszer hozama pedig a két szivattyú hozamának összege lesz ($Q_v = Q_{sz} = Q_{sz1} + Q_{sz2}$). A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk eredő $H - (Q_1 + Q_2)$ karakterisztikáját tehát a két egyedi szivattyú karakterisztikájával határozzuk meg olyan módon, hogy a különböző H értékeknek megfelelő hozamokat összegezzük. Ezt az összegzést H értékeinek közös tartományán végezzük; a felső szaggatott vonal feletti tartományban csak az 1. szivattyú nyom.

A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk együttes m_{1+2} munkapontját az előbbi fejezetben leírtak alapján az eredő karakterisztikával határozzuk meg. E pont H_m ordinátájával a szivattyúk jelleggörbéin azok m_1 és m_2 munkapontjai is kijelölhetők, majd a szivattyúk Q_{m1} , illetve Q_{m2} hozama és η_{m1} , illetve η_{m2} hatásfoka is leolvasható.

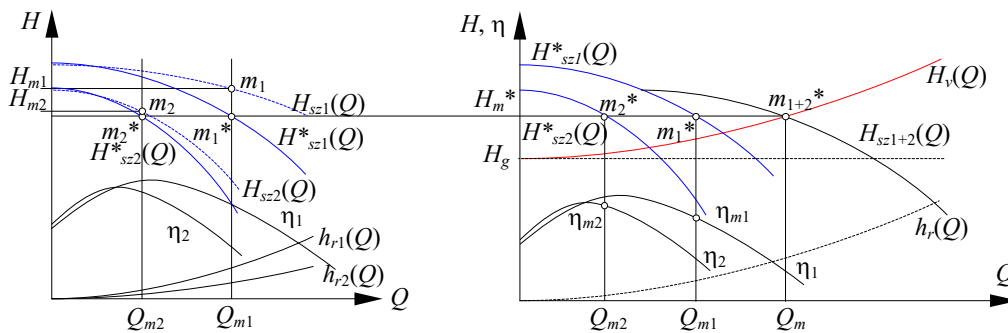
A párhuzamosan kapcsolt szivattyúk diagramjának megszerkesztésekor feltételeztük, hogy a két szivattyú egymáshoz közel van (a szivattyúk nyomócsonkjait összekötő vezeték rövid és hatása elhanyagolható). Ha a szivattyúk egymástól távol vannak, akkor a nyomócsonk és a közös csatlakozási pont közötti vezetéket a szivattyú részének tekintjük. E szakasz egy bizonyos hidraulikus ellenállással rendelkezik, a szivattyúk jelleggörbéiből tehát ki kell vonnunk a nyomócsonk és a közös csatlakozási pont közötti vezetékeken fellépő h_{r1} , illetve h_{r2} veszteséget, és

szükség esetén a szivóágakat is ide számítjuk be. A $h_r(Q)$ görbe ekkor csak a közös nyomóvezetékre vonatkozik.



7.51. ábra. Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk munkapontja

Ezt a szerkesztést a 7.52. ábrán láthatjuk. Az ábra bal oldalán a szivattyúk és a megfelelő összekötő vezetékek eredő, csillaggal jelzett karakterisztikáit rajzoljuk meg, a jobb oldalon pedig a párhuzamos szivattyúk m_1^* , illetve m_2^* munkapontját határozzuk meg a $H^* - Q$ jelleggörbék felhasználásával. A szivattyúk tényleges munkapontját a bal oldali grafikonokkal, az eredeti jelleggörbékkel állapíthatjuk meg. A szivattyúk tényleges nyomómagassága (H_{m1} és H_{m2}) nem azonos a közös munkapontnak megfelelő H_m^* magassággal.



7.52. ábra. Párhuzamosan kapcsolt távoli szivattyúk munkapontja

7.3.5.c. Sorosan kapcsolt turbógenerátorok

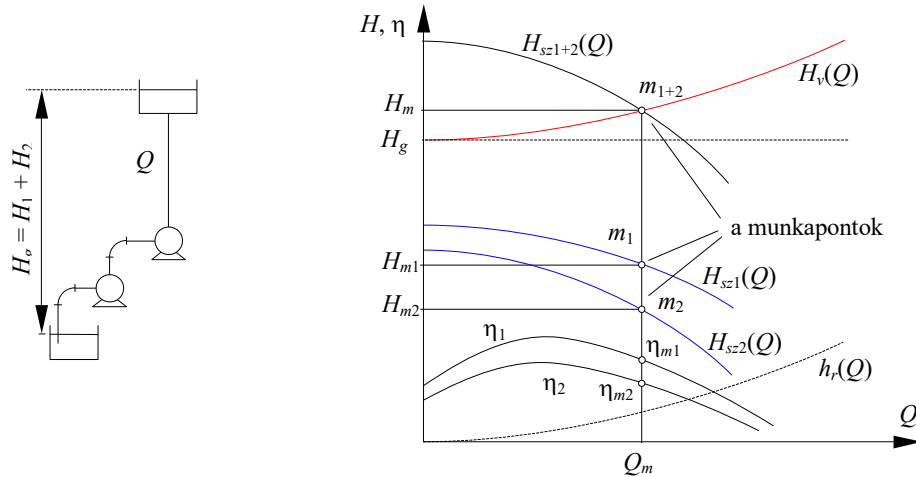
A hidraulikus és a pneumatikus rendszerek tervezésénél egy olyan eset is előállhat, amikor a rendelkezésre álló szivattyú, illetve kompresszor hozama fedezi a szükségletet, viszont nyomása túl alacsony. Ekkor a gépek sorbakapcsolásával próbálkozhatunk: minden gépen ugyanaz a hozam megy keresztül, a nyomás viszont fokozatosan emelkedik.

Amikor a sorba kötött gépek egymáshoz közel lennének a nyomásnövelés ilyen módozatát inkább többlépcsős szivattyúkkal és kompresszorokkal érdemes megoldani.

A gyakorlatban azonban néha az egyedi gépek soros kapcsolása válik gazdaságossá, például hosszú nyomóvezetékek esetében. A hosszú vízszintes vezeték által előidézett h_r veszteséget a szivattyú kell fedezze. Ha e szivattyút a vezeték kezdőpontjában építjük be, akkor ebben a pontban

a nyomást a $\gamma \cdot h_r$ értékkel kell megnövelni. Hosszú vezetékek esetében ez a nyomástöbblet jelentős lehet, melyet a beépített csövek és szerelvények szilárdságtani méretezésénél figyelembe kell venni. A vastagabb falú csövek és a nagyobb nyomásnak ellenálló szerelvények beépítése a beruházási költségeket emeli, az erőteljesebb igénybevétel pedig az élettartamot csökkenti. Ebben az esetben előnyösebb, ha a nyomás növelését a vezeték hosszán, több pontban elhelyezett, sorosan kapcsolt szivattyúkkal oldjuk meg.

A sorosan kapcsolt generátorok számítását két sorba kötött szivattyú segítségével lehet bemutatni (7.53. ábra). Ebben az esetben is első lépésként a két szivattyú eredő jelleggörbéjét kell megszerkeszteni.



7.53. ábra. Sorosan kapcsolt szivattyúk munkapontja

Mivel most a hozamok azonosak ($Q_v = Q_{sz} = Q_{sz1} = Q_{sz2}$) és a nyomómagasságok összeadódnak ($H_v = H_{sz} = H_{sz1} + H_{sz2}$), az eredő jelleggörbét az adott Q hozamnak megfelelő nyomómagasságok összegzésével kapjuk.

A rendszer munkapontja a sorosan kapcsolt szivattyúk eredő karakterisztikájának és a vezeték jelleggörbéjének metszéspontja. A szivattyúk egyedi munkapontjai a közös hozamnak megfelelő függőleges vonalon vannak. Az ábrából a hatásfokok is leolvashatók.

A szerkesztés bemutatott menete távoli és közeli szivattyúkra egyaránt helyes.

7.3.5.d. A munkapont stabilitása

A munkapontban a gép és a kiszolgált rendszer között egyensúlyi helyzet áll fenn, amelyet egy szivattyú esetében például a 7.97. egyenlet ír le. A biztonságos üzemeltetés érdekében ennek az egyensúlynak stabilnak kell lennie.

Ha ez az egyensúlyi helyzet stabil, akkor a hozam- és nyomásingadozások miatt a munkapont a jelleggörbén eltolódik ugyan, de az eltolódást kiváltó okok megszűnése után az eredeti helyzetébe kerül vissza.

Bizonyos esetekben előfordulhat, hogy a körülmények megváltozása olyan folyamatokat gerjeszt, amelyek során a munkapont a jelleggörbén egy újabb, stabilabb egyensúlyi helyzetnek megfelelő pontba kerül. Ekkor az eredeti munkapontban a rendszer instabil volt, stabilizálódása során pedig a tervezett üzemmódtól jelentősen eltérő állapotba kerülhet.

Példaként tekintsünk egy olyan szivattyút, amelynek kezdeti munkapontja a jelleggörbe maximumától balra, az emelkedő ágon leledzik. Tegyük fel, hogy egy adott pillanatban a rendszer

fogyasztása hirtelen lecsökken. Ekkor a szivattyú által nyomott folyadék a rendszerben akkumulálódik (például egy kompenzáló tartályban vagy pusztán a táguló vezetékben), s ezáltal a rendszerben a nyomás megnövekedik. A nyomásnövekedést, annak dacára, hogy a rendszer fogyasztása csökkent, a szivattyú hozamának növekedése követi, mivel a munkapont a görbe maximuma fele tolódik el. Hasonló instabilitást észlelhetünk akkor is, amikor a fogyasztás hirtelen megnövekedik: ekkor a rendszerben a nyomás csökken, a karakterisztikán pedig a munkapont a kisebb hozamok irányába mozdul el. Éppen ezért ha a turbószivattyú vagy a turbókompresszor jelleggörbéje egy maximummal rendelkezik, a stabilitás biztosításának érdekében a munkapontot a maximumtól jobbra, az ereszkedő ágon kell felvenni.

8. HIDRAULIKUS ÉS PNEUMATIKUS IRÁNYÍTÁS

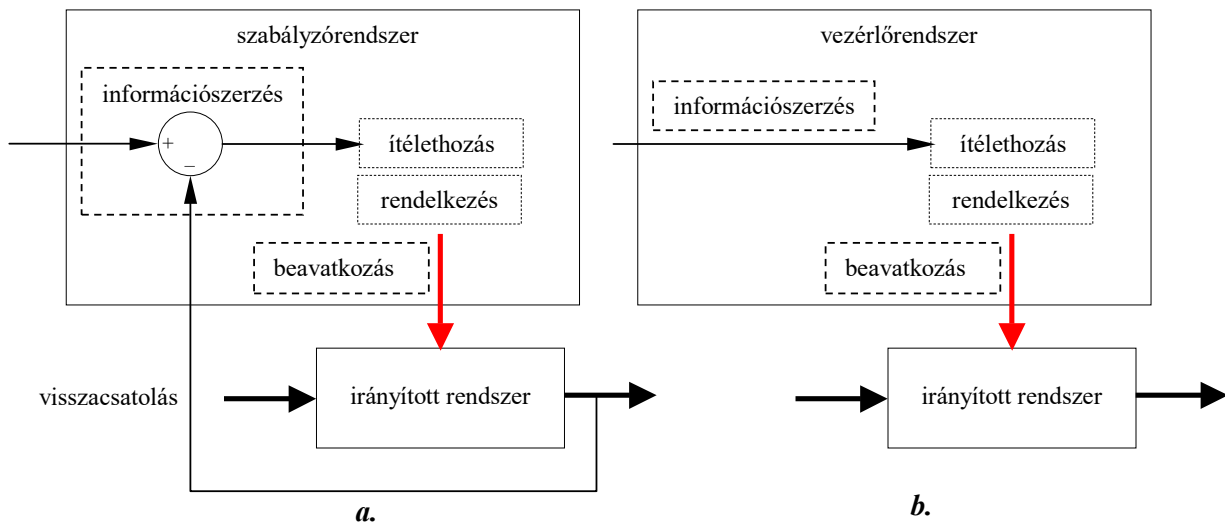
8.1. A hidraulikus és pneumatikus irányítás alapelvei

Egy folyamat irányításán az illető folyamat lezajlásába való beavatkozást értjük. Az irányítás célja a folyamat elindítása, bizonyos paramétereinek megváltoztatása vagy leállítása lehet. Az irányítás megvalósításának első lépése az információszerzés, midőn a szabályozandó folyamat paramétereiről szerzünk értesülést. Ezt az értesülést *jelnek* nevezik, mely fogalom valamely jól mérhető jellemző mennyiség nagyságát jelenti (ilyen például egy munkahenger rúdjának milliméterben mért elmozdulása), de ugyanakkor a szabályozott rendszer valamilyen állapotát is megadhatja (például azt, hogy az említett munkahenger rúdja szélső helyzetében van). Az információszerzés eszközei a mérőműszerek, az érzékelők és a jelátalakítók (traduktorok).

Az információszerzést ítéletalkotás követi, melynek eredményeképpen valamilyen szabályok alapján a tervezett beavatkozás paramétereiről készül el rendelkezés. A tulajdonképpeni beavatkozást a rendelkezés végrehajtását jelenti.

Mechanikai rendszerekben ezt a beavatkozást valamilyen irányítószerezettel érjük el. Az irányító- vagy szervorendszerek (szervomechanizmusok) fogalmának meghatározásában az általuk betöltött szerepkör leírását láthatjuk viszont: egy definíció szerint a szervomechanizmusok olyan automatikus *szabályzórendszerek*, amelyeket a szabályozandó mennyiségnek a kívánt értéktől való eltérése vezérel. E megfogalmazás szerint a szervomechanizmusok visszacsatolt irányítórendszerek, ahol a vezérelt mennyiség visszahat a vezérlő rendszerre. Vannak azonban olyan szervomechanizmusnak tekintett, visszacsatolás nélküli nem automatikus *vezérlőberendezések* is, ahol a vezérelt mennyiség változása nem befolyásolja közvetlenül az irányítórendszer állapotát. Ez utóbbi esetben a szervomechanizmus által végrehajtott folyamatok vagy előre eldöntött sorrendben és rögzített paraméterek mellett zajlanak le, a vezérelt mennyiségekben bekövetkező változásoktól függetlenül, vagy pedig az információszerzés – ítéletalkotás – rendelkezés láncolatában az ember is megjelenik.

Az irányítórendszerek, szervomechanizmusok ezek szerint lehetnek zárt hatásláncú szabályzórendszerek vagy nyitott hatásláncú vezérlőrendszerek, a kettő közötti különbséget pedig a visszacsatolás jelenti (8.1. ábra).



8.1. ábra. A szabályzó- (a.) és az vezérlőrendszerek (b.)

Az irányítórendszert fel lehet építeni tisztán mechanikus elemekkel is, viszont nagyobb lehetőségeket kínál az ítéletalkotás és a rendelkezés műveleteinek elektronikus elvégzése. A vezérelt folyamatba való beavatkozás azonban mindig egy gépezet segítségével történik, amelyet valamilyen energiaátalakító (szervomotor) működtet. A szervomotor lehet egy elektromos gép, de lehet egy hidraulikus vagy pneumatikus motor is, ez utóbbi esetben hidraulikus, illetve pneumatikus irányításról beszélünk.

Mindhárom megoldásnak megvannak a saját előnyei és hátrányai. A hidraulikus irányítás fő előnyei az elektromossal szemben a zökkenőmentes, gyors és egyenletes mozgás, a nagy erők átvitele, az egyszerű szerkezet és a magas élettartam. A mozgó-súrlódó alkatrészek kenését a munkafolyadék végzi. A hidromotorok teljesítmény/önsúly aránya kedvezőbb, a kis tehetetlenség miatt lehetségessé válik a gyors elindítás, megállítás vagy irányváltás. Magas fordulatszámú működtethetők. A lineáris mozgás egyszerűen kivitelezhető. A túlterhelés elleni biztosítás könnyen, a motor leállítása nélkül is megoldható. A mozgásában megakadályozott motor nem megy tönkre. A mechanizmus nyugalmi helyzetben tartása (állandó erő vagy forgatónyomaték kifejtése mellett) energiafogyasztás nélkül történik. Nedves, korrozív és robbanásveszélyes környezetben is biztonságosan működtethetők. Könnyebben, jobb hatásfokkal, szélesebb tartományban szabályozhatók.

A hidraulikus irányítás hátrányai a megnövelt nyomású munkavégző közeg előállításából és szállításából fakadnak (magasabb költség, bonyolultabb berendezés, az energiahordozót helyben kell előállítani), a nyomófolyadék könnyen elszökik a csatlakozásoknál és a mozgó alkatrészek tömítéseinél. A folyadékok összenyomhatósága miatt hirtelen nyomásváltozáskor rezgések, késleltetések léphetnek fel. A rezgések az energia-ellátó hálózaton tovaterjedhetnek. A rendszerbe bekerülő buborékok és szilárd szennyeződések komoly zavart kelthetnek. A munkafolyadékok viszkozitása kisebb-nagyobb mértékben a hőmérséklettel változik (a hőmérséklet emelkedésekor a viszkozitás csökken), emiatt a hidraulikus rendszerben az áramlás paraméterei a melegedés miatt eltérhetnek a tervezettől. Ez utóbbi hátrányok azonban megfelelő szűrők, ülepítők, légtelenítők és hűtők-melegítők beépítésével kiküszöbölhetők, a rezgések hatásos csillapítása is aránylag könnyen megoldható. További hátrányt jelenthet a működés közben keltett zaj.

A pneumatikus irányítás a hidraulikussal szemben a levegő összenyomhatósága miatt már nem biztosítja a szabályozásnak ugyanazt a pontosságát és egyenletességét, a munkaközeg nyomása és a kifejtett erő is jóval kisebb, viszont a kiszivárgó munkaközeg nem okoz szennyeződést. A mozgó alkatrészek kenését a munkaközeg már nem biztosítja, ezért e szerkezetek felépítése valamivel bonyolultabb lehet, viszont a visszafolyóveztékek hiánya miatt a csőhálózat egyszerűbb. A levegő alacsonyabb viszkozitása miatt a pneumatikus motorok fordulatszáma a hidraulikus gépeknél is magasabb (akár 500000 fordulat/perc), az elmozdulás sebessége is sokkal nagyobb lehet (1.5 m/s fölött).

A hidraulikus vagy pneumatikus irányítórendszerek beépítése olyan rendszereknél válhat különösen hasznossá, ahol maga a hajtás is hidraulikus, illetve pneumatikus.

Az elektromos irányítás eszközei gyakorta egyszerűbbek a megfelelő hidraulikus és pneumatikus szerelvényeknél és az energia szállítására pedig nem szükséges költséges és komplikált csőhálózatokat kiépíteni. A motoroknál keletkező mechanikai rezgések az energia-elosztó hálózaton keresztül nem terjednek tovább.

Mindhárom típusú irányítórendszerre egyaránt érvényes az az észrevétel, amely szerint elemeik egymástól tetszőleges távolságokra helyezhetők el és e rendszerekből elmaradnak az energiát átvivő gépelemek (tengelyek, közlőművek stb.).

Az elmondottak alapján kitűnik, hogy az optimális irányítást gyakran elektro-hidraulikus vagy elektro-pneumatikus kombinált rendszerekkel érhetjük el, ahol a nagyteljesítményű részt hidraulikus vagy pneumatikus szerkezetekkel, annak vezérlését pedig elektromechanikus készülékekkel (elektromágnesekkel, motorokkal) oldjuk meg. Amikor az ítélelhozást és a

rendelkezést valamilyen elektronikus eszköz végzi (logikai áramkörök, PLC, számítógép), az irányítószervezetet mechatronikai rendszernek nevezik.

Az irányítórendszerek és az automatikus szabályozás elméletével a műszaki tudományok egyéb ágai foglalkoznak behatóbban, ebben a fejezetben csak a hidraulikus és a pneumatikus szervomechanizmusok bizonyos, áramlástannal kapcsolatos aspektusairól lesz szó. A továbbiakban az irányítórendszernek és az alkotó elemeinek fogalmát a hidraulikus és pneumatikus készülékekre szűkítjük le.

8.2. A hidraulikus és pneumatikus irányítórendszerek felépítése

Az irányított folyamatba való beavatkozást egy szervomotor segítségével érjük el. E szervomotor felépítését és működését tekintve tulajdonképpen egy közönséges motor, a nevében szereplő jelző csupán a rendszerben betöltött szerepére utal. Az irányítórendszerek kisteljesítményű berendezések, éppen ezért a beépített szervomotorok hidrosztatikus, térfogatkiszorítású gépek.

A motorok olyan energiaátalakítók, amelyek egy fluidum energiáját mechanikai energiává alakítják át (tulajdonképpen azt átadják a motor által meghajtott mechanizmusnak). A motor meghajtásához tehát egy megnövelt energiájú munkaközegre van szükség, azt pedig egy generátor (szivattyú, kompresszor) állítja elő.

A generátorok szintén energiaátalakítók, a meghajtásukhoz szükséges energiát egy másfajta motor (például termikus, elektromos) teremti elő. Mivel a generátor hozama általában nem követheti hűen a motor nyelését, a megnövelt nyomású munkaközéget rendszerint átmenetileg egy akkumulátor tárolja.

A beavatkozás kívánt mértékét a szervomotor megfelelő vezérlésével lehet elérni, e célból a munkaközeg áramlását különböző irányítóelemekkel kell szabályoznunk, amelyeket a generátor és a motor közötti, a munkaközéget szállító vezetéseken helyezünk el.

Az irányítás folyamatában információszerezésre is szükség van, tehát a rendszer felépítésében mérőműszerek, jelfogók és jelátalakítók is megjelennek. E szerkezeteket a munkaközeg tulajdonságait befolyásoló szerelvényekkel (pl. szűrők, ülepítők, légtelenítők, olajozók, hűtők) együtt „kiegészítő” elemek néven foglalják össze.

Az irányítórendszer felépítését szimbólumokkal, egyezményes jelekkel szokták ábrázolni, akárcsak az elektromos áramkörök esetében. A manapság használt szimbólumok többnyire erősen leegyszerűsített egyezményes jelek, a régebbi szakkönyvekben azonban az adott szerkezet felépítésére utaló stilizált jelölésekkel is találkozhatunk.

Energiaátalakítók	Generátorok (szivattyúk, kompresszorok)	- Térfogatkiszorítású	
		- Turbógép	
		- Állandó áramú	
		- Megfordítható áramú	
	Motorok	- Állandó hozamú	
		- Változtatható hozamú	
		- Forgómozgást végző	- Térfogatkiszorítású
			- Turbógép
- Állandó áramú			
	- Megfordítható áramú		
	- Állandó hozamú		
	- Változtatható hozamú		
	- Korlátozott elfordulású		
	- Egyenesvonalú mozgást végző	- Egyszeres működésű	
		- Kettős működésű	

Irányítóelemek	Az áramlás útját irányító elemek	<ul style="list-style-type: none"> - Visszacsapó-szelep - Lábszelep - Útváltó - Indító - Irányváltó
	Nyomásirányító elemek	<ul style="list-style-type: none"> - Biztonsági szelep - Túlfolyó-szelep - Előfeszítő-szelep - Ellenállászelep - Nyomáscsökkentő szelepek - Nyomásnövelő (erősítő) - Nyomáskiegyenlítő-szelep - Tehermentesítő-szelep - Sorrendszabályzó
	Mennyiségirányító elemek	<ul style="list-style-type: none"> - Fojtószelep - Elzárószelep - Áramállandósító szelep - Áramelosztó szelep - Áramláskorlátozó-szelep
Energia- és munkaközeg-tárolók	Nyomás alatti tartályok	<ul style="list-style-type: none"> - Hidraulikus akkumulátorok - Préslevegő-tartályok
	Szabad felszínű folyadéktartályok	
Vezetékek	Fővezeték	<ul style="list-style-type: none"> - Szívó - Nyomó - Visszafolyó
	Segédvezetékek	<ul style="list-style-type: none"> - Leürítő - Légtelenítő - Szivárgó
	Irányítóvezetékek	
Kiegészítő szerelvények	A munkaközeg minőségét befolyásoló eszközök	<ul style="list-style-type: none"> - Szűrők - Ülepítők - Olajozók - Szárítók - Hűtők
	Mérőműszerek	<ul style="list-style-type: none"> - Nyomásmérés - Hőmérsékletmérés - Hozammérés - Elmozdulás-mérés, stb.
Munkaközeg	Folyékony halmazállapotú	<ul style="list-style-type: none"> - Ásványi olajok - Szintetikus olajok - Víz, oldatok, szuszpenziók, stb.
	Gáz halmazállapotú	<ul style="list-style-type: none"> - Levegő

8.1. táblázat. A hidraulikus és pneumatikus elemek osztályozása

A különböző hidraulikus és pneumatikus áramkörü elemtípusok száma eléggé nagy, gyakran a két vagy több egyszerű elem összeépítéséből származó szerelvényeket új elemnek tekintik. Emiatt a következő felsorolás ezek közül csak az alapvetőbbeket mutatja be.

8.2.1. Generátorok és motorok

A generátorok (szivattyúk, kompresszorok) és a motorok felépítését és működését az előbbi (7.) fejezet tárgyalta. Az irányítórendszerekbe rendszerint térfogatkiszorítású gépeket építenek be, ugyanis a hozamigény alacsony, de a munkaközeg nyomása magas kell legyen.

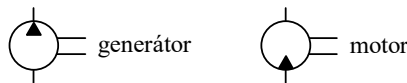
A szervomotorok lehetnek forgómozgást, korlátozott elfordulást vagy egyenesvonalú mozgást végző gépek (a két utóbbi típust lengőmotorok és munkahengerek néven ismerjük).

A forgómozgást végző gépeket általában a következő ábrán látható szimbólummal jelöljük. Ezt a jelképet esetleg egy „M” vagy „G” betűvel vagy a gép típusára utaló jellel kiegészítve, rendszerint elektromos motorok vagy generátorok esetében használjuk. Ugyanígy jelöljük a belső égésű motorokat is. A két párhuzamos vonal a gép tengelyét jelenti.



8.2. ábra. Forgómozgást végző gép általános jelölése

Hidraulikus és pneumatikus gépek esetében a fenti szimbólumot a munkaközeg áramlási irányát mutató kis háromszögekkel egészítjük ki. Hidraulikus gépeknél a háromszög fekete (▲), pneumatikus gépeknél pedig fehér (△). A háromszög csúcsa az áramlás irányába mutat. A kifelé mutató háromszög egy generátort, a befele mutató háromszög pedig egy motort jelöl.



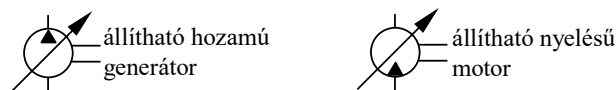
8.3. ábra. Forgómozgást végző hidraulikus gép jelölése

A forgómozgást végző gépek lehetnek állandó vagy megfordítható áramirányúak (az áramlási irány megváltoztatása a forgásirány megfordításával érhető el). E gépek jelölésénél a két lehetséges irány megjelölésére két háromszöget használunk.



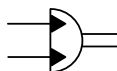
8.4. ábra. Megfordítható hidraulikus gép jelölése

Amennyiben a gépen áthaladó munkaközeg hozamát szabályozni lehet, akkor az illető gép (és általában bármilyen változtatható paraméterű szerelvény) jelölését egy ferde nyíllal látjuk el.



8.5. ábra. Szabályozható hozamú (nyelésű) hidraulikus gép jelölése

A lengőmozgást végző motorok jelölése a következő ábrán látható félkör. Bár e motorok mindig a mindkét irányú elfordulást lehetővé teszik, két kis háromszöget is rajzolnak erre a jelképre is.



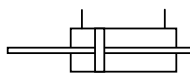
8.6. ábra. *Lengőmozgást végző hidraulikus motor jelölése*

A munkahengereket stilizált keresztmetszetükkel jelöljük. E szimbólumból rögtön látjuk, hogy egyszeres vagy kettős működésű hengerről van-e szó. Az áramlási irányt jelölő háromszögeket el szokták hagyni.



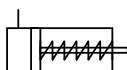
8.7. ábra. *Munkahenger általános jelölése*

A munkahenger jelölésekor azt is feltüntetjük, hogy egyoldali vagy kétoldali dugattyúrúddal rendelkezik-e. A 8.7. ábrán látható munkahengerek egyoldali dugattyúrúddal rendelkeznek, a következő ábrán pedig a kétoldali rúddal rendelkező kettős működésű henger jelképe látható.



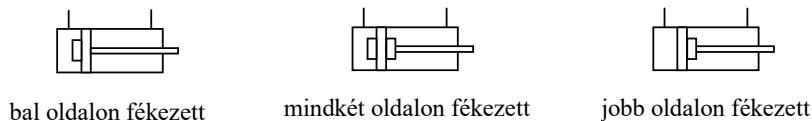
8.8. ábra. *Munkahenger kétoldali dugattyúrúddal*

Az egyszeres működésű munkahengernél a dugattyú visszatérítését nem a munkaközeg végzi, ezt csak egy külső erővel érhetjük el. Ha a munkahengert a 8.7. ábrán látható módon ábrázoljuk, akkor a dugattyú visszatérítését valamilyen, a dugattyúrúdra ható külső erő (például a mozgatott szerkezet súlya vagy egy másik munkahenger által kifejtett erő) végzi el. Ez az erő származhat egy, a hengerrel egybeépített összenyomott rugóból is, ekkor a munkahenger jelölését (hasonlóan az egyéb, rugóval működtetett szerkezetekhez) a rugó ábrájával egészítjük ki.



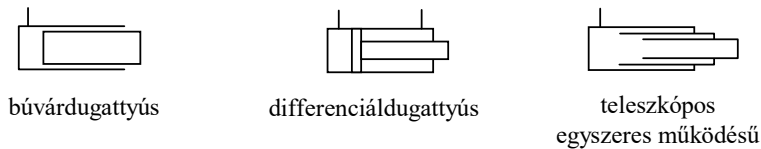
8.9. ábra. *Rugóvisszatérítésű munkahenger jelölése*

A fékezett munkahengereknél a féket a megfelelő oldalon jelöljük be. Ha a fékhatás állítható, akkor azt egy ferde nyíllal juttatjuk kifejezésre.



8.10. ábra. *Fékezett munkahengerek jelölése*

Hasonlóképpen, vázlatosan jelöljük a különböző dugattyútípusokat is.

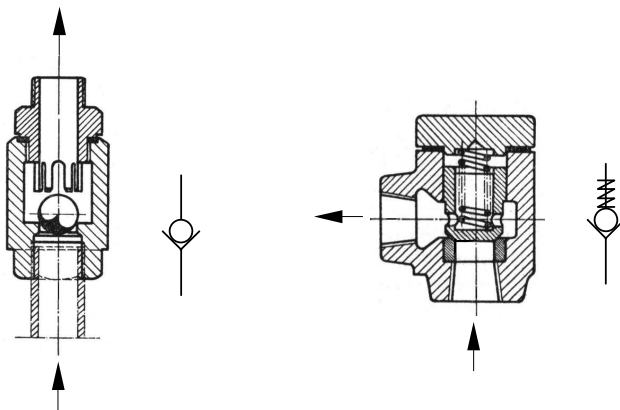


8.11. ábra. Különböző típusú dugattyúkkal ellátott munkahengerek szimbólumai

8.2.2. Visszacsapó-szelepek, lábszelepek

A visszacsapó-szelep csak egy irányú áramlást enged meg: ideális esetben nyitóirányban ellenállás nélkül (a valóságban igen kicsi ellenállással) átteszt, záróirányban viszont végtelen nagy ellenállást kifejtve teljesen megakadályozza a munkaközeg átáramlását. A megnyitáshoz a nyomáskülönbség le kell győzze a szelep záróelemének ellenálló erejét, tehát a visszacsapó-szelep csak egy bizonyos nyitóirányú nyomáskülönbség elérése után nyit. Ideális esetben ez a nyomáskülönbség zérus.

A visszacsapó-szelep egyik legegyszerűbb típusa a 8.12. ábra bal oldalán látható golyós visszacsapó szelep, amelyet biztonságosan csak függőleges helyzetben lehet működtetni. E típus záróeleme egy golyó, amely saját súlyánál fogva igyekszik az alatta levő szelepülésre helyezkedni és így az áramlás útját elzárni. Az alulról ható nyomás a golyót megemeli, így az átáramlás lehetővé válik, viszont ha a nyomás felülről hat, akkor a szelep lezár. A golyó mozgási lehetőségeit korlátozni kell: a felfele áramló munkaközeg azt annyira el kell tudja mozdítani, hogy a szelep hidraulikus ellenállása kellőképpen lecsökkenjen, viszont a golyó elsodródását is meg kell akadályozni anélkül, hogy a szabad átáramlás útját jelentősen beszűkítenénk.



8.12. ábra. Visszacsapó-szelepek és jelképi jelölésük

Ha e szelepet vízszintes helyzetben szereljük fel, akkor az csak akkor tud zárni, ha a visszafele áramló folyadék a golyót magával ragadja és a szelepüléshez szorítja. Ennél biztonságosabban zár a rugós visszacsapó szelep, ahol a golyót nem a saját súlya tartja, hanem egy gyenge rugó nyomóereje.

A golyó a szelep belsejében igen kicsi súrlódással mozog, s ez rezgések megjelenéséhez vezethet (ez inkább akkor fordul elő, amikor a nyomáskülönbség a nyitóirányú küszöbértéknél nem sokkal nagyobb). E rezgések elkerülésének céljából a záróelem mozgását csillapítani kell. A 8.12. ábra jobb oldalán látható szelepnél e csillapítást a záróelem súrlódása és a mögéje (a rugóházba) kerülő munkafolyadék viszkozitása együttesen idézi elő. A záróelem itt egy kúpos felülettel illeszkedő henger, amelynek elmozdulását egy furat vezeti és amelyet a szeleprugó tart záró helyzetben. A furatban található munkaközeg térfogata a záróelem helyzetétől függ, a henger falán

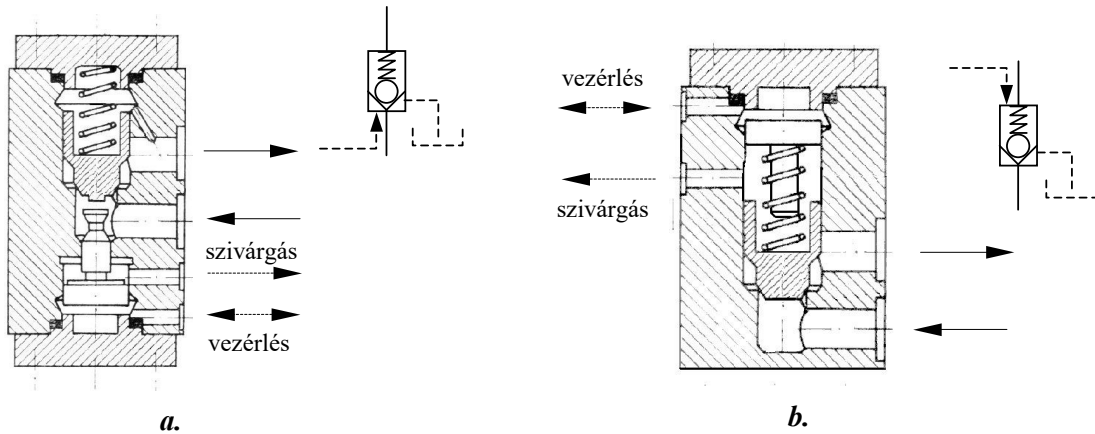
található nyílások pedig a annak ki- és beáramlását teszik lehetővé. Ha ezt az áramlást megnehezítjük, akkor a szelep nyitását és zárását késleltethetjük, illetve simábbá tehetjük, ami által a hirtelen nyomásingadozások elkerülhetővé válnak.

Megjegyzendő, hogy léteznek egyéb kialakítású visszacsapó-szelepek is, például amelynél a záróelem egy lapos korong vagy egy, a szelepvülésre szoruló gyenge lemezugó és így tovább, melyek működésüket tekintve az előbbi két típus valamelyikéhez hasonlítanak.

A visszacsapó-szelepeknek van azonban két speciális változatuk is. Az egyiknél a visszafele áramlás kívánt esetekben lehetővé válik. E vezérelt visszacsapó-szelep zárását vagy nyitását egy beavatkozó szervvel meggátolhatjuk, ez a szerv pedig egy, a vezérlőágban fellépő nyomással működtetett dugattyú. A 8.13.a. ábrán egy ilyen vezérelt zárású visszacsapó-szelep vázlata látható. Ha a vezérlődugattyú nem zár tökéletesen, a kiszivárgó munkafolyadékot szükség szerint el kell vezetni.

Egy másik speciális változat a vezérelt nyitású visszacsapó-szelep (8.13.b. ábra). Ennek szerkezete és működése az előbbihez hasonló, de a vezérlés itt a szelep nyitását gátolhatja meg.

A 8.13. ábrán e vezérelt szelepek jelölését is láthatjuk; a szaggatott vonallal rajzolt nyíl a vezérlést, a vezeték és a tartály pedig a szivárgóágot jelképezi. A szivárgóág pneumatikus szelepeknél nyilván hiányzik.



8.13. ábra. Vezérelt zárású (a.) és nyitású (b.) visszacsapó-szelepek és jelölésük

A visszacsapó szelepek egyik (név)változata a lábszelep. E típus csak megnevezésében tér el az előbbiektől, egy olyan, rendszerint nem vezérelt visszacsapó-szelepet jelent, amely a munkafolyadéknak a tartályba való visszaáramlását gátolja meg a szivattyú leállításakor (ekkor nem kell a szivattyút minden indításkor légteleníteni). A lábszelepet a szivóág elején szerelik fel (a tartályban levő folyadék felszíne alatt), az eltömődés ellen egy egybeépített ráccsal vagy szitával (szívókosár) védik.

A körfolyamok tervezésében a visszacsapó-szelepeket tekintve két adat fontos: a nyitónyomás és az elemen fellépő nyomásesés. Ez utóbbi a hozam függvénye, éppen ezért azt grafikus vagy táblázatos formában szokták megadni – ez a szelep jelleggörbéje.

8.2.3. Útváltó-, irányváltó- és indítószelepek

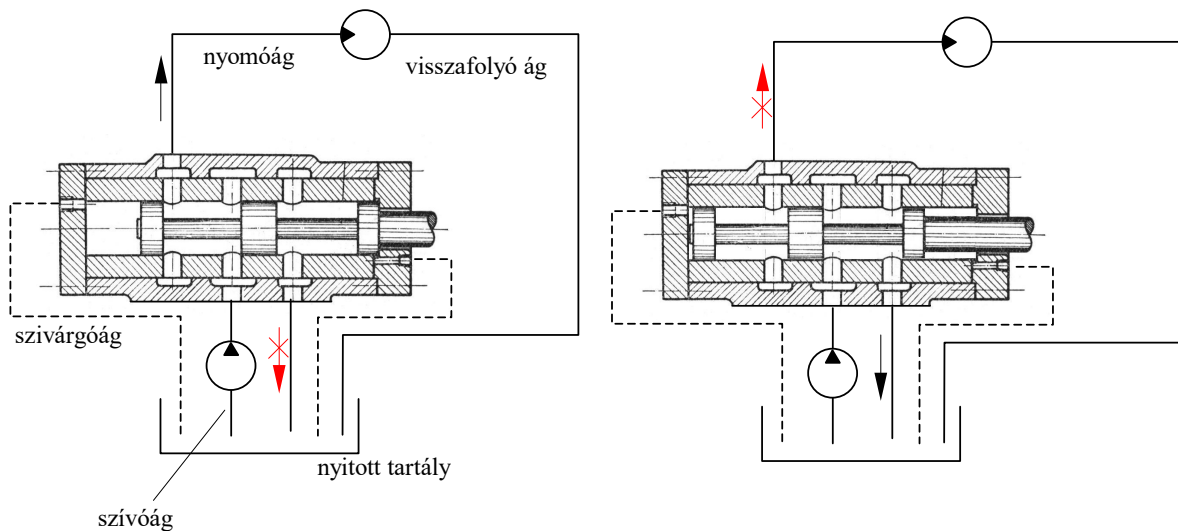
Az útváltókkal, akárcsak az irányváltókkal és az indító-szelepekkel, a körfolyamban áramló munkaközeg irányát változtatjuk meg.

Az irányváltó- és az indító-szelep az útváltók egy-egy speciális típusa. E két szelepfajta hasonló egymáshoz, az elnevezésük közötti különbség csak a körfolyamban betöltött szerepükre utal. Mindkét szelepfajta egy bemenettel és két kimenettel rendelkezik, a bemenet mindig csak az

egyik kimenettel áll összeköttetésben (azt mondjuk, hogy kétutas vezérlőeszközök). Ilyen módon a szelep vagy az egyik, vagy a másik irányba engedi át a munkafolyadékot. Az irányváltóval e módon egy motor működési irányát lehet megfordítani, váltani.

Indítószelepként nyomás alatti tároló nélkül felépített körökben szokták beépíteni, amikor a generátor megindítása és a nominális üzemi nyomás elérése közötti késlekedés zavart okozna a rendszer működésében. Ezekben a körfolyamokban a generátor állandóan működik, az irányváltó szelep pedig kikapcsolt állapotában a munkafolyadékot a nyitott tartályba vezeti vissza, illetve a préslevegőt a szabadba bocsátja. Bár ez a megoldás a hatásfokot rontja, a működtetett körfolyam ellátásában nem lép fel kiesés.

E szelepek egy jellemző keresztmetszetét a 8.14. ábra mutatja, működésének könnyebb megértéséhez egy egyszerű hidraulikus körfolyamba beépítve. Az ábrázolt tolattyús indítószelep beavatkozó szerve (mozgó alkatrésze) a tolattyú. Ez három, egy közös tengelyen kialakított dugattyúból áll. A tolattyú egy furatokkal ellátott hengerben tud ki-be csúszkálni. A furatok három különböző síkban helyezkednek el, az egy síkban levő furatok egy-egy csőtoldattal ellátott üregbe torkollanak. E síkok távolsága és a dugattyúk közötti szabad tér viszonya olyan, hogy egyszerre csak két sor furat között lehet kapcsolatot létesíteni. A beömlés közepén, a kiömlés a két szélén történik. A dugattyúkat nem lehet tökéletesen tömíteni, az átszivárgó folyadékot vissza kell vezetni a tartályba.



8.14. ábra. Tolattyús indítószelep be- (balra) és kikapcsolt (jobbra) állapotában

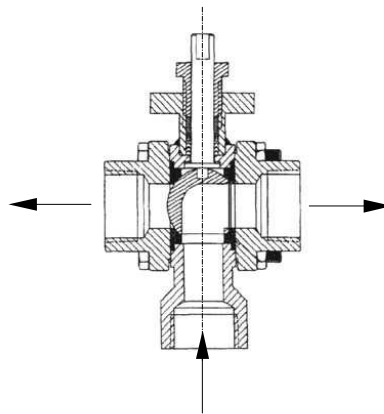
Megfigyelhető, hogy a dugattyúk keresztmetszete azonos, tehát a nyomásból származó erők éppen kiegyenlítik egymást. Emiatt a szelep könnyen kezelhető, a nyitva vagy zárva tartásához pedig nem kell erőt kifejteni.

A nyitásnak és zárásnak megfelelő két szélső helyzet között a szelep egy rövid időre a szivattyú nyomóágát teljesen lezárhatja – az ekkor fellépő túlnyomás lehatárolására egy biztonsági szelepet is be kell építeni (ez a bemutatott áramkörből hiányzik).

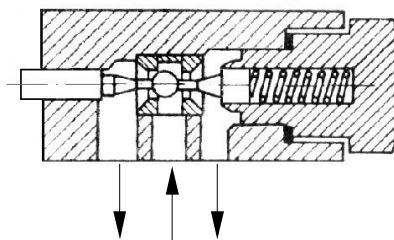
E szelepeknek egy másik jellemző kiképzése a forgatható csapos útváltó. A mozgó és az álló részeket elválasztó zárófelület ennél a típusnál hengeres, kúpos vagy gömb alakú, az irányváltáshoz pedig a csap elfordítása szükséges (8.15. ábra).

Ha a munkaközeg nyomása nagy, akkor a tolattyús szivárgása már számottevő lehet, hiszen a dugattyú és a henger közötti rés van. Ilyen esetben egy harmadik típusú, üléses (szelepes, 8.16. ábra) irányváltót alkalmaznak. Ebben a szerkezetben a beavatkozó szerv egy olyan tengely, amelyre egy vagy két gömb alakú vagy kúpos záróelemet rögzítünk. A tengely állásától függően a záróelem

jobb, illetve bal oldalon támaszkodik az ülékre, abban az irányban elzárván az áramlás útját. Az ülék záróele és a reá támaszkodó elem között nincs rés, így ez a típusú szelep szivárgásmentesen zár. Hátránya lehet az, hogy a két szélső helyzet között mindkét kimeneti ág nyitott.



8.15. ábra. Csapos irányváltó



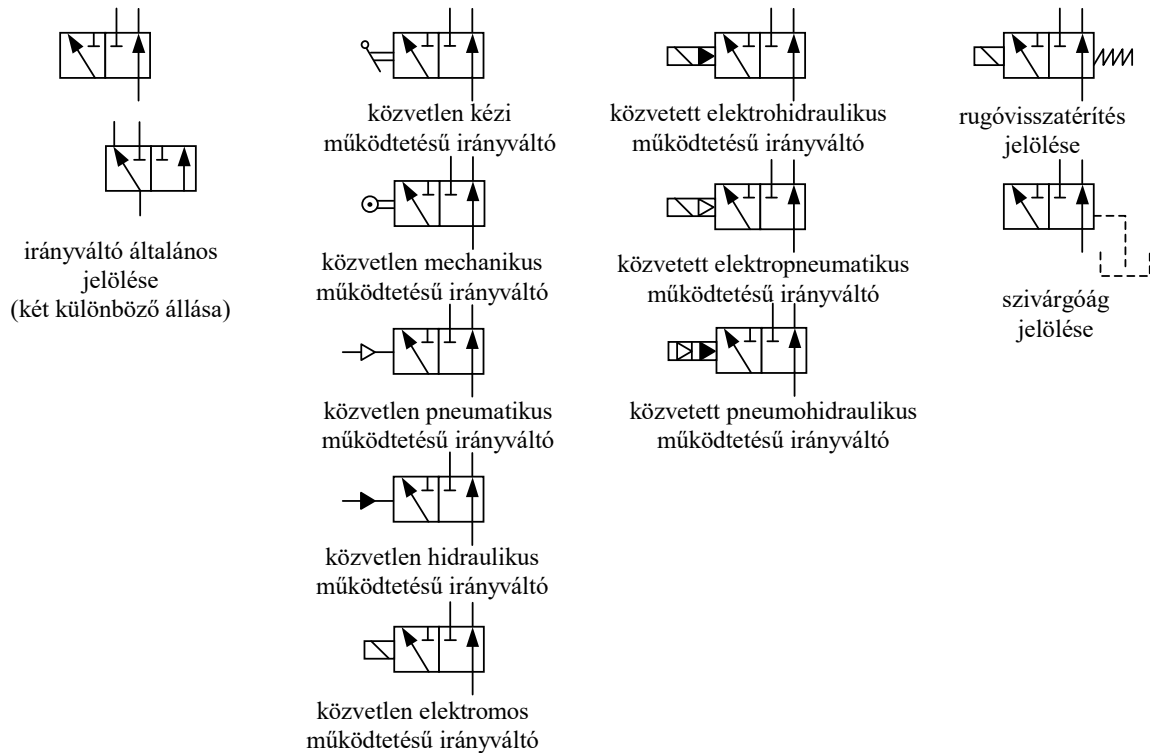
8.16. ábra. Ülékes irányváltó

Az indítók és az irányváltók működtetéséhez a beavatkozó szervet mozgatni kell. A mozgás történhet közvetlenül, kézi vezérléssel, amikor a szelepet a körfolyamot felügyelő személy kézzel állítja be, vagy pedig mechanikusan, amikor a szelepet egy kényszerpálya mozgatja (például egy tengelyre szerelt bütyök vagy egy dugattyúrúdra szerelt végállás-jelző). Ha a szelepet távolról akarjuk működtetni, akkor több lehetőség is kínálkozik: azt megoldhatjuk hidraulikus vagy pneumatikus vezérléssel (ebben az esetben a beavatkozó szerv mozgatásához szükséges erőt egy dugattyús szerkezet állítja elő), vagy pedig villamos készülékekkel (az rendszerint egy elektromágnes).

Az elektromos működtetés nem mindig előnyös, egy bizonyos nagyságú erő kifejtéséhez szükséges elektromágnes mérete jóval nagyobb, mint a megfelelő dugattyús szerkezeté, ugyanakkor a kapcsolási sebessége is kisebb lehet. A hidraulikus és a pneumatikus vezérlés viszont egy bonyolult csőhálózat kiépítését igényli, s ez szintén egy nemkívánatos dolog. A legkedvezőbb megoldást gyakran a közvetett működtetés jelenti: a szelepet egy hidraulikus vagy pneumatikus szerkezet mozgatja, amelynek vezérlését egy kisméretű elektromágneses szeleppel oldjuk meg. A közvetett működtetés bonyolultabb felépítésű körfolyamokhoz vezet, de az elektromágnesek távvezérléséhez csak egy elektromos vezeték-párosra van szükség és segítségükkel az automatizálás is könnyebben megoldható.

Az alaphelyzetbe való visszaállítást gyakran egy rugó végzi el (ez az egyik legegyszerűbb megoldás). Amennyiben a szelep önmagától nem tud alaphelyzetébe visszatérni, azt a működtető szerkezetnek kell megoldania.

A folyadékáramlás irányát megváltoztató szerkezetek szimbóluma kis négyzetekből épül fel. A négyzetek száma az adott szerkezet kapcsolóállásainak számával azonos. A négyzeteken belül a munkaközeg áramlási útját vonalakkal és nyilakkal ábrázolják, az eszközhöz csatlakoztatott vezetékek (csatornák) helyével összhangban elhelyezve. E szimbólumok a működtetésre és a szivárgó folyadék elvezetésére utaló jeleket is tartalmazhatják, erre a 8.17. ábrán néhány példát láthatunk.



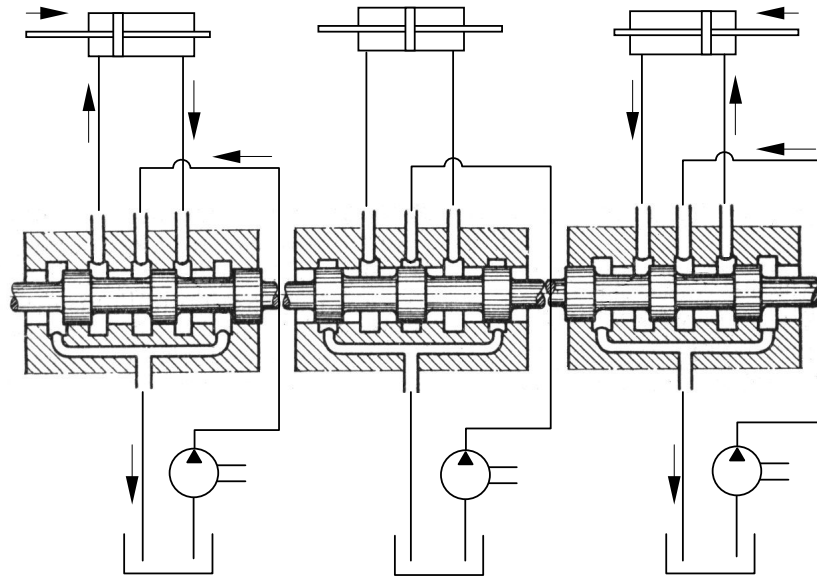
8.17. ábra. Irányváltók jelölései

Az útváltók, az irányváltókhoz hasonlóan, a munkaközeg áramlásának útját határozzák meg, a szelep kapcsolóállásainak száma azonban kettőnél több lehet és a hozzá csatlakozó csatornák száma is háromtól különbözhet.

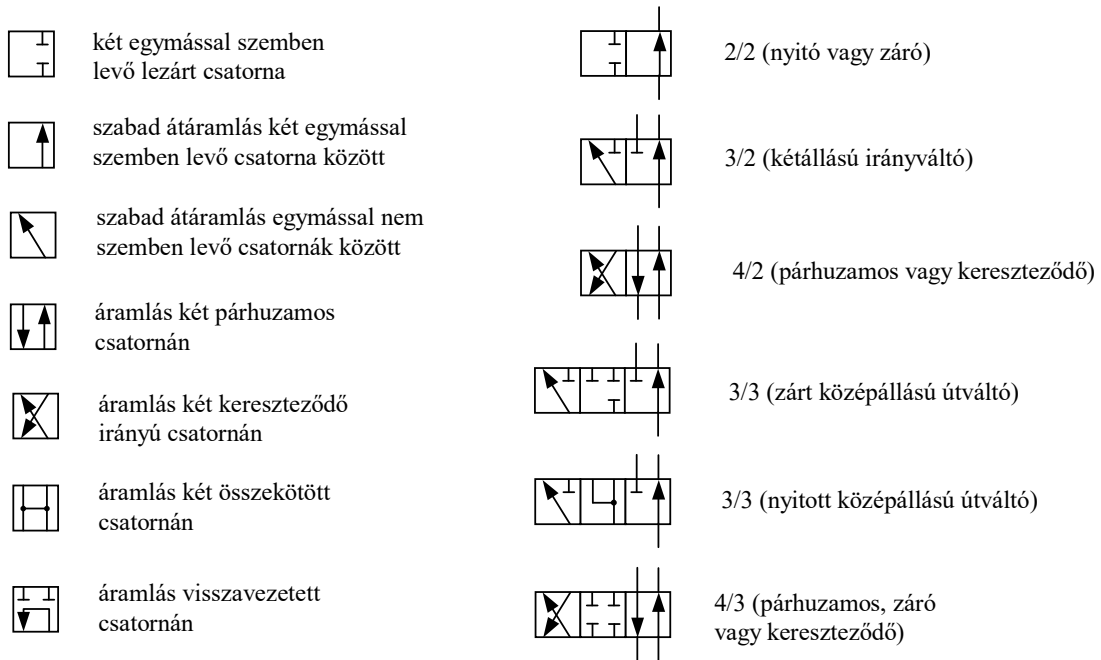
Az útváltók az irányváltókhoz hasonlóan működnek, mozgó elemük (a beavatkozó szerv) különböző diszkrét helyzeteiben csak meghatározott csatornák között létesítenek átfolyást. A beavatkozó szerv ez esetben is legtöbbször egy tolattyú, ritkábban egy csap, nagy nyomások esetében pedig ülékes útváltókat alkalmaznak. A működtetés is a már ismertetett lehetőségek szerint történik.

Példaként a 8.18. ábra egy kettős hatású munkahenger működtetéséhez használt háromállású tolattyús útváltót mutat be. Megjegyzendő, hogy mivel az ábrázolt szelep is egy szervomotor mozgásirányának megváltoztatására szolgál, azt háromállású irányváltónak is szokták nevezni. Középállásban mindkét kimenet zárt, ami által a munkahenger rúdját egy adott helyzetben rögzíteni lehet. Léteznek nyitott középállású irányváltók is, amikor a tolattyú középső helyzetében mindkét kimenet nyomás alá kerül – ekkor az ábrázolt munkahenger dugattyújának két oldalán ható erő éppen kiegyenlítené egymást, de egy féloldali rúddal vagy differenciáldugattyúval ellátott munkahenger esetében a dugattyúra egy bizonyos erő fog hatni.

Az útváltók jelképi jelölésében az irányváltóknál felsorolt elveket kell követni. Az útváltókat egy törtszámmal szokták jellemezni, amelynek számlálója a csatornák számát, a nevezője pedig a kapcsolóállások számát jelenti. Ez a tört azonban nem árul el túl sokat az útváltó szerepéről, ugyanis nem tartalmaz semmiféle utalást arról, hogy csatornák között milyen átjárást tesz lehetővé a különböző állásaiban. Ez az információ legvilágosabban az adott útváltó jelképéről olvasható le (8.19. ábra).



8.18. ábra. Háromállású útváltó (irányváltó)



8.19. ábra. Útváltók jelölése

Az útváltó működtetésekor a diszkrét kapcsolási helyzetek között bizonyos átmeneti állapotok léphetnek fel. Ezek az átmeneti állapotok a kapcsolódási túlfedések miatt különböznek a kapcsolási helyzetekben fennálló állapotoktól, emiatt a körfolyam tervezésében szem előtt kell tartani őket.

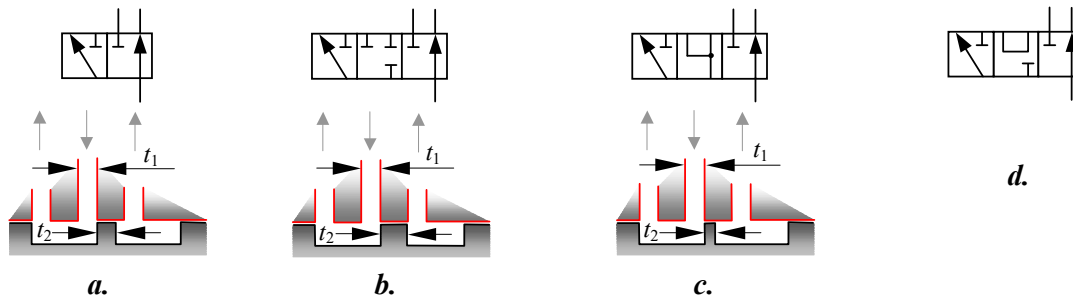
Például a kétállású irányválnál a két szélső helyzet közötti átmeneti állapotban a túlfedésektől függően többféle kapcsolási is létre jöhet (8.20. ábra).

Az ábra bal oldalán (a.) az ideális útváltó (tulajdonképpen irányváltó) látható, a tolattyú hosszmetzetének és az átömlési nyílások vázlatos ábrázolásával. Észrevehetjük, hogy ekkor a beömlőnyílás szélessége azonos a tolattyú őt fedő dugattyújának szélességével ($t_1 = t_2$), ekkor azt mondjuk, hogy az útváltónak zérus túlfedése van. Ezt az ideális esetet azonban nem lehet megvalósítani, tehát az említett két méret (t_1 és t_2) a gyakorlatban egymástól különbözik.

Amikor a dugattyú szélesebb a nyílásnál ($t_2 > t_1$, pozitív túlfedés, b. ábra), akkor a nyomóág hamarabb záródik el, mint a kimenet. Ennek megfelelően a kimeneten a váltás ideje alatt nem lép fel állapotváltozás, a nyomóág viszont teljesen lezárul, ami egy nyomáslökés megjelenéséhez vezethet.

Ellenkező esetben, amikor a dugattyú keskenyebb a nyílásnál ($t_2 < t_1$, negatív túlfedés, c. ábra), a nyomóág sohasem záródik el teljesen. A váltás ideje alatt a nyomóág egy rövid ideig mindkét kimenettel kapcsolatban van (a két kimenet közvetlen összeköttetésbe kerül), ami miatt mindkettő nyomás alá kerül. Az üléses útváltók esetében mindig ez a helyzet áll fenn.

Létezik egy harmadik lehetőség is, amikor a kapcsolás ideje alatt a nyomóág lezárul, a két kimeneti ág pedig közvetlen összeköttetésbe kerül (d. ábra). Ez az állapot a csapos útváltóknál fordulhat elő.



8.20. ábra. Kétállású irányváltó lehetséges átmeneti állapotai

Az átmeneti állapotok rendes körülmények között csak rövid ideig tartanak, de a szelepek meghibásodása miatt esetleg állandósulhatnak. Mindkét esetben zavart okozhatnak a rendszer működésében s emiatt ezeket az átmeneti állapotokat a körfolyam tervezése során pontosan úgy vesszük figyelembe, mintha az útváltó diszkrét kapcsolási állapotai lennének. A lehetséges kapcsolások mellett a körfolyamok hidraulikai tervezésében az irányváltó és útváltó szelepek csatornáin fellépő, hozamtól függő nyomásesés (a karakterisztikus görbék) ismerete is fontos.

8.2.4. Biztonsági- és túlfolyó-szelepek

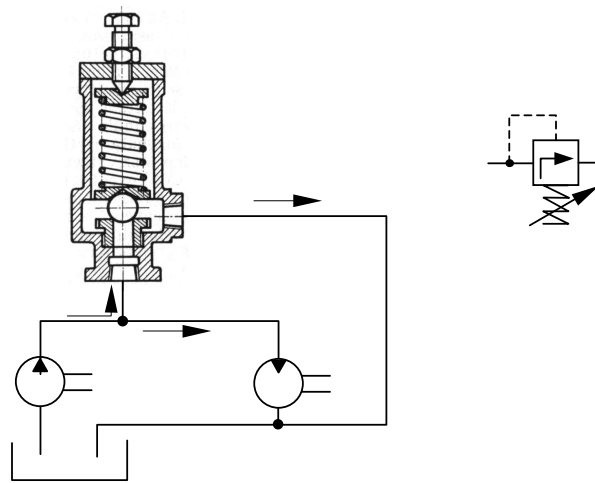
E két szelepfajta felépítését és működését tekintve a rugóterhelésű visszacsapó szelepekhez hasonlít. Az ideális szelep a nyomás kívánt határértékéig tökéletesen zár, azon túlmenően pedig a munkaközeget áteresztvén arra a határértékre állítja be a szelep előtti nyomást. A kiömlővezeték a túlnyomás nélküli térhez csatlakozik, így például a szelepen átjutó munkafolyadékot a tartályba juttatja vissza, a préslevegőt pedig a szabadba bocsátja ki.

A megnevezések közötti különbség megint csak a szelep beépítési helyére és a betöltött szerepére utal: a túlfolyó-szelep egy olyan biztonsági szelep, amelyet a szivattyú vagy a kompresszor nyomóágán építenek be, hogy elkerüljék a körfolyam hozamának csökkenésekor fellépő nyomáslökéseket, illetve hogy az állandó hozamú generátorok által nyomott felhasználatlan munkaközeget elvezessék (8.21. ábra).

A biztonsági szelep és a túlfolyószelep tehát a vezetékben a nyomás felső határát szabja meg, s ezzel bizonyos káros túlterhelésektől óvja meg az irányítórendszer elemeit. Ahhoz, hogy szerepét hiánytalanul betölthesse, képes kell legyen arra, hogy a szivattyú vagy a kompresszor teljes hozamát átértesse a nyomás veszélyes megnövekedése nélkül.

A biztonsági szelep által beállított nyomást a záróelemre ható nyomóerővel, például rugós szelepnél egy állítócsavarral szabályozhatjuk – a visszacsapó-szelepekhez viszonyítva felépítését tekintve ez a leglényegesebb különbség. A súlyterhelésű biztonsági szelepnél a nyomóerőt egy egykarú emelő gyakorolja a záróelemre, annak állítása a kar hosszúságának vagy a nehezekek súlyának megváltoztatásával lehetséges.

A beállított nyomás értékét valamilyen biztonsági szempont szerint állapítjuk meg, például úgy, hogy a szelep a rendes üzemi nyomás fölött 10–20%-kal nyisson, vagy pedig (túlfolyószelepeknél) az üzemi nyomást állítsa be.

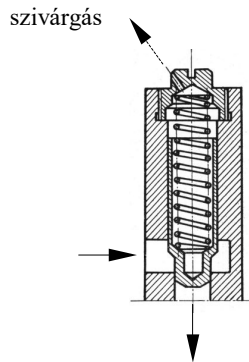


8.21. ábra. Rugóterhelésű állítható golyós biztonsági szelep és jelölése

A golyós biztonsági szelep, akárcsak a golyós visszacsapó szelep, könnyen berezeg: a megnyíló szelep mögött a nyomás visszaesik, ami miatt a nyomóerő a záróelemet ismét a szelepülés felé közelíti, tehát az átfolyási keresztmetszetet csökkenti. A hozam csökkenése miatt a szelep mögötti nyomás újból emelkedik és kellő csillapítás nélkül ez a jelenség folyamatosan ismétlődni fog. A beregzés miatt a golyós megoldás túlfolyóként nem használható, ekkor ugyanis a szelep huzamosabb ideig nyitott állapotban lehet és a rezgések hatása jobban érvényesül. A beregzés különösen akkor lehet káros, ha frekvenciáján rezonancia lép fel. E jelenség elkerülése végett hengeres formájú záróelemeket alkalmaznak.

A jól működő túlfolyó- és biztonsági szeleptől elvárjuk, hogy állandó nyomást biztosítson. A legtöbb rugós szelep ennek a kívánalomnak nem tesz eleget, ugyanis a szelep nyílásakor a rugó megrövidül és a nyomóerő megnövekedik, tehát a szelepen keresztülömlő munkaközeg hozamának növekedésével a szelep előtti nyomás is növekedni fog. Az ellensúlyos biztonsági szelep ezt a hátrányt ugyan kiküszöböli, azonban balesetveszélyes lehet. A megoldást általában egy lág

szeleprugó beépítése jelenti, ugyanis hosszának csökkenése nem jár együtt a nyomóerő jelentős megnövekedésével. A lágy rugó nyomóereje azonban kicsi, ezért a záróelemnek a munkaközeg nyomása által terhelt felülete nem lehet nagy: ekkor a záróelem vagy a 8.22. ábrán látható vállas formával rendelkezik, vagy pedig egy differenciáldugattyút képez. E megoldásoknál a nyomásból származó erő nem a szelep zárófelületén, hanem attól távolabb keletkezik s emiatt az átömlésnél fellépő hidrodinamikai jelenségek nem befolyásolják jelentősen annak nagyságát. A záróelemre ható erők viszonylagos állandósága miatt a biztosított nyomás szűk határok között tartható, ilyenkor a szelepen fellépő nyomásesés az átömlő hozamtól csak kis mértékben függ.

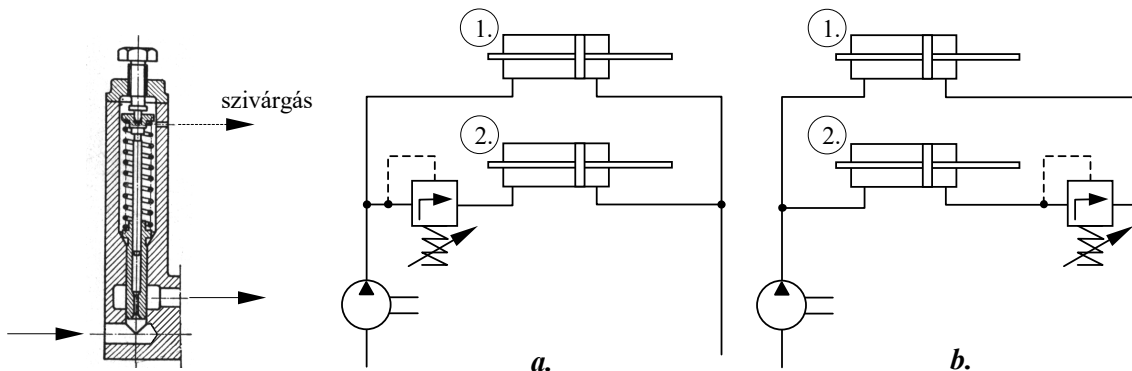


8.22. ábra. Biztonsági szelep lágy rugóval

A túlfolyó-szelepeket, akár a visszacsapó-szelepeket, vezérelni is lehet.

8.2.5. Előfeszítő- és ellenállás-szelepek

E szelepek (akárcsak a biztonsági szelepek) csak akkor engedik át munkaközéget, ha annak nyomása egy bizonyos határértéket meghalad. Az előfeszítő- és az ellenállás-szelepek csak az egyes vezetékágak nyomását szabályozzák, nem az egész rendszerét. Az előfeszítő-szelep mindaddig, amíg a nyomás el nem éri az említett határértéket, csak a szelep előtti ágakba engedi meg a munkaközeg áramlását, a szelep utáni ág berendezései tehát csak egy bizonyos nyomás fölött lépnek működésbe. Az ellenállás-szelep szintén csak egy bizonyos nyomásérték fölött nyit, de addig az előtte levő ágban nincs áramlás.



8.23. ábra. Előfeszítő- (a.) és ellenállás-szelep (b.)

Az előfeszítő- és az ellenállás-szelep tehát megint csak az elnevezésében és szerepében különbözik egymástól és a biztonsági szeleptől: egy bizonyos nyomás elérése után az előbbi a

szelepet követő, az utóbbi pedig a szelepet megelőző szerelvényeket engedi működni. Az előfeszítő szelepet követő vezeték annak megnyílása után kerül nyomás alá (ott valamilyen nyomással működtetett eszköz van), az ellenállás-szelep viszont egy alacsony nyomású (például a tartályhoz vezető) ághoz is csatlakozhat, mivel a vezérelt eszközök a szelep előtt vannak (8.23. ábra). E szelepek jelölése a biztonsági szeleppel azonos.

A 8.23. ábrán két munkahengert tartalmazó körfolyamok egy-egy részletét láthatjuk, ahol a második munkahenger csak akkor kell működésbe lépjen, hogy ha az első henger lökete már elérte a végpontját. Ha az első henger dugattyújának mozgását meggátoljuk, akkor a baloldali ágba a nyomás megnövekedik ez a nyomásnövekedés a szelepeket megnyitja. Látható, hogy a kétfajta szelep csupán elhelyezkedésében különbözik egymástól, az előfeszítő-szelep a munkafolyadékot nem engedi be-, az ellenállás-szelep pedig nem engedi kiáramlani.

A hasonló működési elv ellenére egy biztonsági szelep csak akkor használható előfeszítő- vagy ellenállás-szelepként, ha annak nyitását nem a szelep két oldalán levő nyomáskülönbség, hanem csak a szelep előtti nyomás vezérli. Az ábrázolt szelep záróelemének szára henger alakú, tehát az elvezető ágba reá gyakorolt nyomásból nem származik tengely irányú erő.

8.2.6. Nyomáscsökkentő szelepek

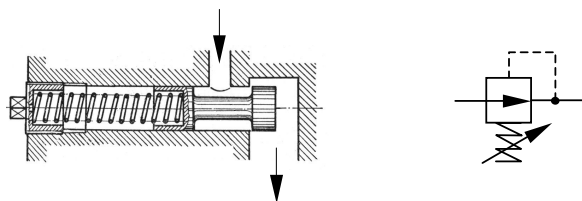
Nyomáscsökkentőket ott alkalmazunk, ahol a körfolyam valamely részén kisebb nyomásra van szükség annál amekkorát a generátor létrehoz. Egy nyomáscsökkentővel két különböző nyomású részre bontjuk fel a körfolyamot anélkül, hogy két különböző nyomású generátort építenénk be.

A nyomáscsökkentő-szelep vezérlésében a szelep utáni ágba levő nyomás jut szerephez. E vezérlés szerint kétfajta nyomáscsökkentőt különböztetünk meg:

- állandó nyomást létrehozó szelepeket és
- nyomásejtő (állandó nyomásesést létrehozó) szelepeket.

Az állandó nyomást létrehozó szelepeknél a beállított nyomás ideálisan mindaddig egy rögzített érték, míg a főágban a nyomás e határérték fölött van. A bemeneti nyomás tehát itt nincs közvetlen hatással a kimenetire; e szelepekkel állandó nyomást létesíthetünk még akkor is, ha annak értéke a főágban erősen ingadozik (de a szabályozott érték fölött van!). E típust még nyomás-szabályzóknak vagy regulátornak is nevezik.

A következő (8.24.) ábra egy egyszerű felépítésű állandó nyomást létesítő nyomáscsökkentő-szelepet mutat be. A zárószerkezet kialakításának következtében a nyomórugóval csak a dugattyú jobb oldalára ható redukált nyomás (a kimeneti nyomás és az atmoszférikus nyomás különbsége) tart egyensúlyt. Amennyiben a kiömlő ágba a nyomás megnövekedne, a szelep dugattyúja jobban zár és a beszűkülő keresztmetszet miatt hidraulikus ellenállása megnövekszik. Fordított esetben, ha a kiömlő ágba a nyomás csökkenne, akkor a rugó a szelepet megnyitja és így a hidraulikus ellenállása lecsökken. A redukált nyomás nagyságát a rugó feszességével állítjuk.



8.24. ábra. Nyomáscsökkentő állandó nyomás létrehozásához

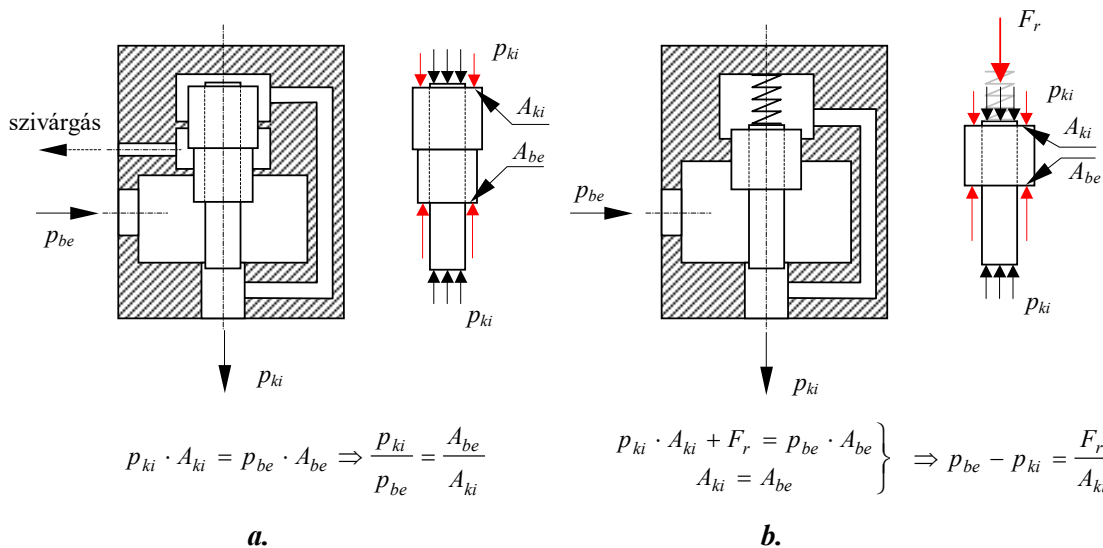
A nyomásejtő-szelepeknél a beállított kimeneti nyomás követi a főágban fellépő nyomásingadozásokat.

A nyomásejtő-szelepek kétfélék: vannak olyan szelepek, amelyek záróelemét egy differenciáldugattyú mozgatja és nincs bennük nyomórugó, és vannak olyan nyomásejtők, amelyek rugós kivitelűek.

A rugó nélküli megoldásnál a záróelemre ható erő egy differenciáldugattyú két oldalára ható erő rezultánsa. Ez az elem csak akkor van egyensúlyban, ha a az említett két erő éppen kiegyenlíti egymást, vagyis ha a nyomások aránya fordítottan arányos a keresztmetszetek arányával. Ez a fajta nyomásejtő tehát a nyomások p_{be} / p_{ki} arányát tartja egy ideális esetben állandó értéken. A szelepen fellépő $p_{be} - p_{ki}$ nyomáscsökkenés mértéke nem állandó, hanem a bemeneti nyomástól függ.

A rugós megoldású nyomásejtőnél a záróelemre ható erő három komponens eredője: a dugattyú két oldalára ható erők különbségét a rugó nyomóereje ellensúlyozza. Ha a rugóban fellépő erő csak kis mértékben függ a szelep nyílásától, akkor a nyomások $p_{be} - p_{ki}$ különbsége egy bizonyos, ideális esetben állandó értékre fog beállni.

A 8.25. ábra e két típusú nyomásejtő szerkezetét és működési elvét illusztrálja. A bejelölt felületek a bemeneti, illetve a kimeneti nyomással terhelt nettó felületek (a központi henger mindkét alapkörére ugyanaz a nyomás hat, tehát azok felületeit nem kell számításba venni). Jelölésük a nyomáshatárolóval azonos, amelyre a vezérlést is berajzoljuk.



8.25. ábra. Állandó nyomásarányt (a.) és állandó nyomáskülönbséget (b.) létrehozó nyomásejtő

A nyomáscsökkentőkön a nyomáscsökkenés a szelep hidraulikus ellenállása miatt jön létre, mit fojtásnak is nevezünk. Ez a folyamat irreverzibilis, mert a munkaközeg energiájának egy része hő formájában elvész, a fojtásos nyomásszabályozás tehát energiaveszteséget, hatásfokcsökkenést eredményez.

8.2.7. Nyomásnövelők

Míg a nyomáscsökkentést fojtással könnyen megoldhatjuk, a hidrosztatikai nyomás megnövelése már nehezebb feladat. Egy erre kínálkozó megoldás a 2.2.5. fejezetben bemutatott hidraulikus nyomásnövelő (vagy erősítő) lenne, amelyet megfordítva nyomáscsökkentőnek is lehet használni. Jelképi jelölése a következő ábrán (8.26.) látható. Megjegyzendő, hogy a két oldalon nem kell feltétlenül ugyanannak a típusú vagy halmazállapotú munkaközegnek lennie – ekkor e készülékeket energiaátalakítónak is nevezik.



8.26. ábra. Nyomásnövelő (a.) és pneumatikus-hidraulikus (b.) energiaátalakító jelölése

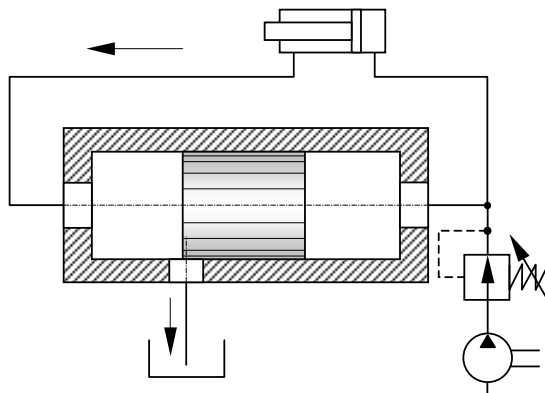
E megoldás nagyon egyszerű, de van egy lényeges hátránya: a szerkezet által szolgáltatott megnövelt (vagy lecsökkentett) nyomású munkaközeg mennyisége a dugattyú lökettérfogatával egyenlő. Ha a kívánt hozam meghaladná e dugattyús szerkezetek kapacitását, akkor a körfolyamba egy transzformátort kell beépítenünk.

8.2.8. Nyomáskiegyenlítők

A nyomáskiegyenlítő-szelep a körfolyam két pontjában a nyomást egyenlő nagyságúra szabályozza anélkül, hogy a két pont között átáramlást tenne lehetővé (a nyomáskiegyenlítés legegyszerűbb megoldása az lenne, ha a két pontot egy vezetékkel áthidalnánk, de ezzel rövidre zárnánk a körfolyam két ágát).

A nyomáskiegyenlítő szelep záróeleme egy állandó keresztmetszetű dugattyú, amelyet az első ágban levő nyomás egy bizonyos erővel nyom. A záróelem csak akkor lehet egyensúlyban, ha a másik felére ugyanakkora erő – a keresztmetszet állandóságából következően, ugyanakkora nyomás – hat. Ezt a nyomást a szelep fojtással állítja be, a kiömlő nyílás nagyságának szabályozásával (8.27. ábra).

Az ábrán látható nyomáskiegyenlítő egy differenciáldugattyús munkahengert tartalmazó körfolyam részét alkotja: a henger bal oldali teréből távozó munkafolyadék nyomását szabályozza a jobboldalon uralkodó, nyomáscsökkentővel beállított értékre. Ezzel a munkahenger az elmozdulás sebességétől független nagyságú erőt tud kifejteni. Ha a nyomáskiegyenlítő hiányozna, a hengerből távozó folyadék nyomását a vezetékek és a szerelvények hidraulikus ellenállása határozná meg. A hidraulikus ellenállás nagysága az áramlási sebesség, tehát az elmozdulás sebesség függvénye lenne.



8.27. ábra. Nyomáskiegyenlítő

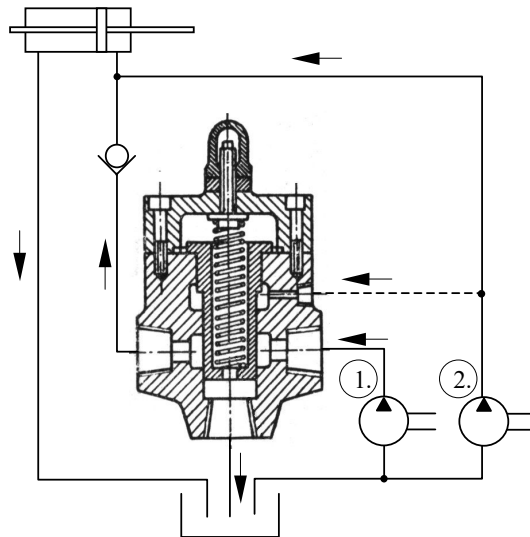
A nyomáskiegyenlítőt néha egy a nyomáscsökkentővel építik egybe, ez a szerkezet egyidejűleg két ág nyomását is ugyanarra az értékre szabályozza.

Elképzeltető egy differenciáldugattyúval felépített változat is, amely a két ágban levő nyomások arányát tartaná állandó értéken.

8.2.9. Tehermentesítők

A tehermentesítők egyfajta, nyomással vezérelt túlfolyó-szelepeknek tekinthetők, amelyeket egy szivattyú vagy egy kompresszor túlterheléstől való megkímélésére használnak. A legegyszerűbb tehermentesítő egy bemenettel és két kimenettel rendelkezik, ahol a kimenetek egyikét egy rugóterhelésű elem zárja el. Ez a kimenet az alacsony nyomású térhez (például a tartályhoz) csatlakozik. Ha ezt a záróelemet a vezérlőnyomás felemeli, akkor a tehermentesítő az általa megvédett gépet a túlnyomásmentes térhez csatlakoztatja és így gyakorlatilag üresjáratban működteti.

A 8.28. ábrán a tehermentesítő-szelep egy kétszivattyús körfolyamba van beépítve. A kisnyomású, de nagy hozamú 1. szivattyú a munkahenger terhelés nélküli gyors mozgását végzi. A terhelés megnövekedésekor ez a gyorsmenet-szivattyú már nem tud elegendően nagy nyomású folyadékot nyomni, ekkor a henger mozgását csak a 2. nagynyomású, de alacsony hozamú szivattyú végezheti el, nyilvánvalóan lényegesen alacsonyabb sebességgel. A 2. szivattyú által létrehozott nyomás a gépek egyszerű párhuzamos kapcsolásánál az 1. szivattyút túlterhelné, például motorként működtetné. A körfolyamba iktatott visszacsapó-szelep a munkafolyadék visszaáramlását akadályozza meg a megnyíló tehermentesítőn keresztül.



8.28. ábra. Tehermentesítő-szelep

8.2.10. Sorrendszabályzók

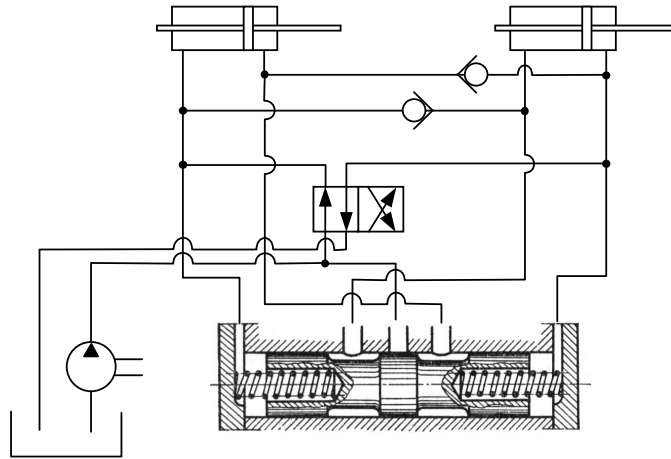
A sorrendszabályzó-szelepek a körfolyamba beépített berendezések működési sorrendjét határozzák meg. E szelep úgy szabályozza a sorrendet, hogy bizonyos vezetékekbe csak egy meghatározott nyomás elérése után bocsátja be a munkaközeget. A szelep működtetését elvégezheti a rajta keresztül áramló közeg nyomása (ekkor az közvetlen működésű), vagy pedig egy kívülről bevezetett segédnyomás (ekkor távvezérlésű). E szerkezetek tehát tulajdonképpen olyan vezérelt útváltók, amelyek kapcsolási állapotát a vezérlőnyomás nagysága dönti el és csak a betöltött szerepkörükben különböznek a közönséges útváltóktól.

A 8.29. ábrán egy olyan körfolyam látható, ahol a két henger működésének egymásutániságát egy sorrendszabályzó vezérli. Az útváltó ábrázolt állásánál a szivattyú által nyomott folyadék először a bal oldali henger rúdját mozgatja balról jobbra. A végállás elérésekor a nyomás megnövekedik, ami a sorrendszabályzó tolattyúját jobbra mozdítja el és ezáltal a folyadék előtt megnyitja az utat a jobboldali munkahenger fele; annak rúdja szintén balról jobbra mozog.

Az útváltó átkapcsolása után először a jobboldali munkahenger kezdi meg a fordított irányú mozgást, majd a végállás elérése után a megnövekedett nyomás a sorrendszabályzót a középállásából kimozdítja és így a baloldali munkahenger is visszajut a kezdeti helyzetébe.

A hengerekből a folyadék a tartályba jut vissza. Ahhoz, hogy az összekötött vezetékekben a nem kívánt irányú áramlást meggátoljuk, visszacsapó-szelepeket kell beiktatni. A két visszacsapó-szelep lehetővé teszi azt, hogy a körfolyamot egy egyszerű 4/2-es útváltóval vezéreljük.

Megfigyelhetjük, hogy a sorrendszabályzót a középállásában a két egymással szemben levő rugó tartja. A tolattyú nyitását a rugók feszességével állíthatjuk, az állítócsavarokat az ábra nem mutatja.



8.29. ábra. Sorrendszabályzó-szelep

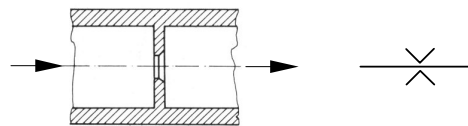
8.2.11. Fojtószelepek és elzárószelepek

A fojtószelepek a körfolyam egyes ágain áramló munkaközeg hozamát szabályozzák. A fojtószelep egy bizonyos hidraulikus ellenállást képvisel, amelyen egy bizonyos nyomásesés jön létre. A Q hozam és a Δp nyomásesés között a Poleni-Du Buat képlettel lényegileg azonos Torricelli-képlet teremt kapcsolatot:

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (8.1)$$

ahol A az átömlési keresztmetszet, μ pedig a szelep átfolyási tényezője (hozamtényezője). A hozam szabályozása az átömlési keresztmetszet beállításával történik.

A fojtószelepen áthaladó hozam a szelep geometriájától és a közeg viszkozitásától is függ, ezek hatását a μ hozamtényező foglalja magába. Egy adott szelep esetében a $Q - \Delta p$ kapcsolatot kísérletileg határozzák meg (az állítható szelepeknél a különböző mértékű nyitásoknak megfelelően), amelyet grafikusán ábrázolva a szelep karakterisztikus görbáját kapjuk.

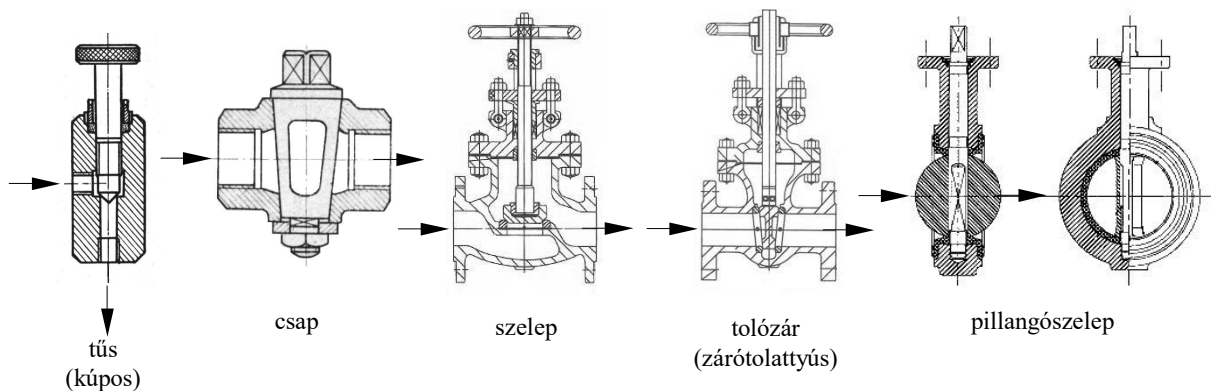


8.30. ábra. Diafragma és a viszkozitás változására nem érzékeny fojtó jelölése

A legegyszerűbb fojtó az áramlás útját részlegesen elzáró diafragma (8.30. ábra). Ezen adiabatikus körülmények között izentalp kiterjeszkedés megy végbe – ez a termodinamikából ismert fojtás jelensége. A diafragmán átömlő hozam csak kis mértékben függ a viszkozitástól, az ilyen fojtók tehát a hőmérsékletmódosulással járó viszkozitás-változásra kevésbé érzékenyek. A diafragmák átmérője rögzített, így hozamuk sem állítható (legfennebb magát a diafragmát lehet cserélni).

Ha a viszkozitás megváltozásával járó hozammódosulás érzékenyen befolyásolná a körfolyam működését, akkor olyan fojtókat kell beépítenünk, amelyek a diafragmához hasonlóan viselkednek: e szelepeknél a fojtórés hossza elhanyagolhatóan kicsi az átömlési keresztmetszet átmérőjéhez viszonyítva.

A szabályozható fojtók kialakítása igen változatos, a 8.31. ábra csak néhány alaptípust mutat be.



8.31. ábra. Különböző szerkezetű állítható fojtók és elzárószelepek

Az elzárószelepek a fojtókhoz hasonlóak, de a kiképzésük nem teszi lehetővé a hozam pontos beállítását. Hirtelen nyitnak és zárnak, a záróelem kis elmozdulásakor az átömlési keresztmetszet nagymértékű megváltozását tapasztalhatjuk. Így például a hozamot sokkal pontatlanabban szabályozhatjuk, mint a tűs szeleppel; a pillangószelep fojtását is csak akkor tudjuk pontosan beállítani, ha a tengelyének elfordítását egy reduktorról oldjuk meg.

Az elzárószelepeket vagy teljesen kinyitott, vagy teljesen elzárt állapotukban használjuk és így egy kétállású kétsatornás útváltóknak tekintjük és aképpen jelöljük. E szelepeknek van egy másik, általánosabb jelölésük is, amelyet azonban a körfolyamok ábrázolásában ritkábban használnak. Ez a 8.32. ábra jobb oldalán látható jelre alapoz és rendszerint a záróelem típusát vagy a vezérlőszerkezet kialakítását jelölő szimbólumokkal van kiegészítve. Ugyanezen az ábrán a viszkozitás megváltozására érzékeny fojtók jelölését is megtaláljuk.



8.32. ábra. A viszkozitásra érzékeny fojtók és az elzárószelepek jelölése

Az elzárószelepeknek gyakran a rendszerben betöltött funkciójukat jelölő elnevezésük van, ilyenek például a feltöltő- és a leeresztő-szelepek.

A fojtószelepekkel, bár a nyomásviszonyokat is megváltoztatják, a elsődlegesen a hozamot szabályozzuk. A szelepen fellépő nyomásesés energiaveszteséget jelent ugyan, de a fojtásos hozamszabályozás a lehető legegyszerűbb egyszerűbb megoldás.

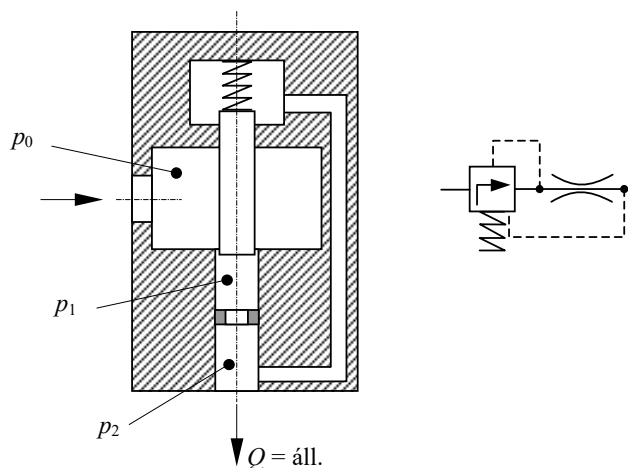
Alacsony hozamú szennyezett munkaközeg hozamának szabályozására a fojtószelep nem alkalmazható, mert a szűk átömlési keresztmetszetet a lerakódások igen hamar eltömhetik és így a hozam stabilitását nem lehet szavatolni. Ilyenkor a szennyeződés visszatartásához a fojtó elé egy szűrőt kell beépítenünk.

Megjegyzendő, hogy a fojtószelepeken áthaladó hozam függ a szelep előtti és a szelep utáni vezetékben uralkodó nyomás különbségétől: a fojtószelepek tehát csak a nyomáskülönbség állandósága mellett biztosítanak egy beállított, rögzített nagyságú hozamot.

8.2.12. Áramállandósítók

A fojtószelepektől eltérően az áramállandósítók olyan berendezések, amelyek a terheléstől függetlenül a munkaközeg hozamát egy állandó értékre szabályozzák be. Az áramállandósító tulajdonképpen egy olyan állandó nyomáskülönbséget létrehozó nyomásejtő, amelyet egy fojtószelepen létrejövő nyomásesés vezérel. A 8.33. ábrán látható vázlaton a fojtás egy beépített diafragmán jön létre. A diafragmán átömlő folyadék nyomása lecsökken és ezt a nyomásesést (a p_1 és a p_2 nyomások különbségét) a nyomásejtő állandó értéken tartja. Mivel a diafragma geometriája rögzített és a két oldalán a nyomáskülönbség állandó, következik, hogy a rajta átáramló munkaközeg hozama is állandó lesz, függetlenül a nyomások tényleges értékétől. A kilépő közeg p_2 nyomása a terheléstől függ.

A nyomásejtő záróelemét azért nem használhatjuk a fojtás létrehozására, mert az átömlési keresztmetszet a szelep működése közben megváltozik, emiatt a hozam és a nyomáskülönbség közötti kapcsolatban a nyomás tényleges értéke is megjelenne (a Torricelli-képletben szereplő A keresztmetszet a nyomás függvénye lenne).



8.33. ábra. Áramállandósító vázlatja és jelölése

Az ábrázolt áramállandósítóba beépített nyomáskülönbség-adó fojtás állandó, így a hozama is egy rögzített érték lesz. A hozam beállítására két lehetőség is kívánkozik. Amennyiben a diafragma helyett egy állítható fojtású szelepet alkalmazunk, akkor azzal az áramállandósító hozamát is szabályozni tudjuk. A hozam szabályozása megoldható a nyomáskülönbség állításával is, ekkor a nyomásejtő rugójának feszességét kell megváltoztatnunk.

Az áramállandósító gyakorlatilag két fojtóból áll, amelyek közül az egyik a nyomáskülönbség referencia-szintjét állítja elő, a másikat pedig a beállított nyomáskülönbség vezérli. Jelölése az alkotó egyszerű szelepek szimbólumaiból épül fel. Amennyiben a fojtás vagy a rugó feszessége állítható, azt egy ferde nyíllal jelöljük.

E szelepekre például akkor van szükség, amikor egy térfogatkiszorítású motort állandó sebességgel vagy fordulatszámmal szeretnénk működtetni.

8.2.13. Áramelosztók

Az áramelosztók (vagy áramviszony-állandósítók) a munkaközeg hozamát a körfolyam két ága között, a terheléstől függetlenül valamilyen rögzített (gyakran fele-fele) arányban osztják el. A legegyszerűbb áramelosztó egy T vagy Y alakú elágazás lenne, ahol a száruk keresztmetszetének aránya döntené el a hozamok viszonyát. Az ilyen megoldás azonban csak állandó nyomásviszonyok mellett állja meg a helyét, változó terhelésnél a hozamok aránya is változni fog.

Egy áramelosztó-szelep (8.34. ábra) mozgó alkatrésze egy olyan üreges tolattyú, amelynek belsejében két azonos kiképzésű diafragma található. A diafragmákon fellépő nyomáskülönbség a hozam függvénye. A tolattyú akkor van egyensúlyban, ha a két oldalára ható erő egyenlő nagyságú:

$$\Delta p_1 \cdot S_1 = \Delta p_2 \cdot S_2, \quad (8.2)$$

ahol S_1 és S_2 a tolattyú bal, illetve jobb oldali keresztmetszete (a külső átmérővel számítva). Az ábrán látható tolattyú külső átmérője állandó, e két keresztmetszet egymással egyenlő. A nyomáskülönbségek a diafragmák két oldalán ható nyomások különbségeként értelmezendők.

A hozamok aránya a keresztmetszetek fordított arányától fog függeni, a Torricelli-képletből következően:

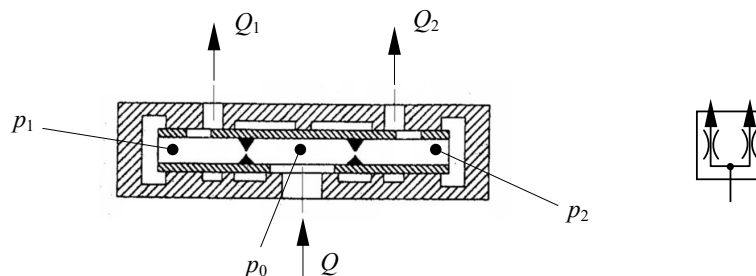
$$\frac{Q_1^2}{Q_2^2} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (8.3)$$

vagyis

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{S_2}{S_1}}, \quad (8.4)$$

mely ideális esetben a terheléstől független marad. Az ábrán látható áramelosztónál, mivel $S_1 = S_2$, a hozam feleződni fog: $Q_1 = Q_2 = Q/2$.

A terhelés ingadozásakor a nyomás a tolattyú valamelyik felén megváltozik, ami annak elmozdulásához vezet. Az elmozdulás következtében a kiömlőnyílások fojtása megváltozik (az egyiké csökken, a másiké pedig megnövekedik), ez a változás pedig az egyensúly helyreállításának irányában hat.



8.34. ábra. Áramelosztó vázlata és jelölése

Az áramelosztó tehát négy fojtó összeépítéséből áll, amelyek közül kettőnek a fojtása rögzített (ezek a hozamtól függő nyomásesést hozzák létre), kettőnek a fojtását pedig a tolattyú állítja be a változó terheléstől függően.

Áramelosztókat például akkor használunk, amikor két térfogatkiszorítású motor mozgását kell összehangolnunk, például a fordulatszámok egyenlőségét kell biztosítanunk.

8.2.14. Áramláskorlátozók

Az áramláskorlátozó-szelepek az átfolyó munkaközeg hozamát korlátozzák. E korlátozás célja különféle lehet.

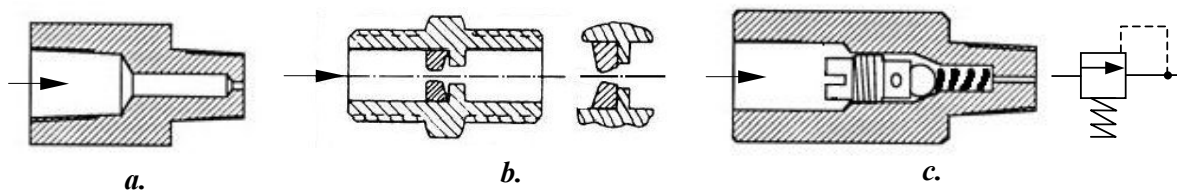
Az áramláskorlátozónak kis hozam mellett gyakorlatilag elhanyagolható nagyságú hidraulikus ellenállása van, a hozam növekedésekor azonban ez az ellenállás jelentős mértékben megnövekedik. Így például egy üresjáratban veszélyesen kipörgő vagy felgyorsuló motor hozamát egy áramláskorlátozóval szabályozhatjuk: ha a terhelés megszűnésekor a fordulatszám, illetve az elmozdulás sebessége (s ezzel a hozam) megnövekedne, az áramláskorlátozó e növekedésnek határt szab és így a motor bármilyen körülmények között biztonságosan üzemeltethető.

Az áramláskorlátozót biztonsági szelepként is lehet használni. Megtörténhet, hogy a körfolyam valamely ágában egy vezeték eltörik: ilyenkor a munkaközeg a törött vezetéken keresztül a szabadba jut. Az adott ágban jelentős nyomáscsökkenés lép fel és az áramlási sebesség is megnövekedik. Csőtörés esetén az áramláskorlátozó biztonsági szelep hirtelen lezár s ezzel a meghibásodott vezetékelt elszigeteli a körfolyam többi részétől.

A legegyszerűbb áramláskorlátozó tulajdonképpen egy közönséges fojtó (8.35.a. ábra), amelyet a korlátozandó hozamra kalibrálnak. Ezeknek a szelepeknek a hidraulikus ellenállása a Torricelli-képlettel számítható és a hozam négyzetével arányos, tehát karakterisztikus görbájük nem túl meredek. Biztonsági szelepként nem használható mivel nem zárja le a meghibásodott szakaszt.

Vannak olyan áramláskorlátozó fojtószelepek, amelyek geometriája (s ezzel a fojtása is) a hozam nagyságától függ. Például a 8.35.b. ábrán látható szelep diafragmája rugalmas anyagból készült. Ha a hozam megnövekedik, akkor a diafragma két oldalán a nyomáskülönbség is megnövekedik, s ennek következtében a rugalmas elem alakja megváltozik, az átömlési felület nagysága csökken. E típus jelleggörbéje viszont jóval meredekebb a közönséges fojtóénál.

A 8.35.c. ábrán is egy olyan áramláskorlátozót láthatunk, amelynek fojtása függ a hozamtól. A keresztáramló közeg a szelep záróelemére (az ábrázolt példán egy golyó) egy bizonyos erővel hat. Ennek az erőnek a nagysága az áramlási sebességtől függ. Ha a sebesség kellőképpen megnövekedik, akkor a záróelemre ható erő legyőzi a rugó ellenállását és így az a szelepet lezárja. A szelep mindaddig zárva marad míg a két oldalon ható nyomáskülönbségből származó erő a rugó nyomóerejénél nagyobb, tehát ez a fajta megoldás biztonsági szelepként is használható. Megjegyzendő, hogy egy fordítva bekötött nyomáscsökkentő (8.24. ábra) is betöltheti ugyanezt a szerepkört.



8.35. ábra. Áramláskorlátozók

Léteznek a Venturi-cső elvén működő áramláskorlátozók is. Ezek olyan vezérelt fojtók (illetve, biztonsági szelepek esetén útváltók), melyeket egy szűkületen fellépő nyomáscsökkenés vezérel.

8.2.15. Tartályok

A tartályok a munkaközeg tárolásának eszközei: a körfolyamban pillanatnyilag fel nem használt fluidumot raktározzák el, kiegyenlítik a hozamingadozásokat, csillapítják a nyomáslökéseket, a nyomás alatti tartályok (akkumulátorok) pedig egyben energiátárolók is, amelyek rövid ideig jelentős teljesítmény leadására képesek.

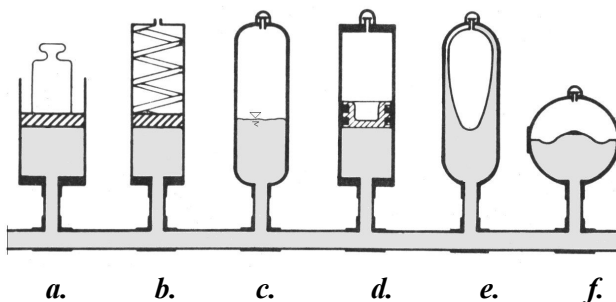
A tartályok lehetnek nyitott (túlnyomás nélküli) és zárt tartályok.

A nyitott tartályokat folyadékok tárolására használják. Ezeket rendszerint a körfolyam mélypontjában helyezik el, ahova a rendszer leürítésekor a munkafolyadék saját súlyának hatására visszafolyhat a vezetékekből. A szivattyúk ebből a tartályból szívják fel a folyadékot. E tartály egyszersmind ülepítőként is működik, emiatt a szívócső végét a tartály feneké fölött bizonyos távolságra kell elhelyezni, hogy ne szippantsa fel a leülepedett szennyeződések. A szívócső vége nem lehet túl közel a felszínhez sem, mert a keletkező örvények miatt levegőt is beszippanthat a szivattyú. A visszafolyó vezeték vége a folyadékszint alá kell merülnön, hogy a vezetékből kiáramló folyadéksugár levegőt ne nyelhessen. Ha a tartály ülepítő és levegőleválasztó szerepet is betölt, akkor a szívó- és a visszafolyó-vezetékek betorkollása között elég nagy kell legyen a távolság és a folyadék-keresztmetszet ahhoz, hogy a szilárd szemcsék leülepedhessenek, illetve a buborékok felszállhassanak. Ekkor a tartályban az áramlást is csillapítani kell, ezt például függőleges választólemezekkel vagy rácsokkal lehet megoldani.

Nyitott tartályokat használhatunk akkor is, amikor a szükséges folyadéknyomást gravitációsan állítjuk elő. Ekkor a tartály a szivattyú nyomócsövéhez csatlakozik és a rendszer legmagasabb pontjában van. Ez a megoldás a hidraulikus vezérlőrendszerekre nem jellemző.

Zárt, nyomás alatti tartályokat (akkumulátorokat) egyenetlen fogyasztású berendezések kiszolgálására használnak. A gáznemű munkaközeg nyomás alatti tárolására használt tartályok egyszerű zárt edények. A gáz nyomása és térfogata közötti viszonyt a Boyle-Mariotte törvény kielégítő pontossággal leírja, hiszen a gáz hőmérséklete gyakorlatilag állandó értéken marad.

A folyadékok összenyomhatósága kisebb a gázokénál, éppen ezért nyomás alatti tárolásuk már nehezebb feladat. E feladatot a hidraulikus akkumulátorokkal oldják meg, amelyek működési elvét a 2.2.5. fejezet mutatta be. Felépítésük szerint ezek lehetnek súlyterhelésűek, rugóterhelésűek vagy gáztöltésűek.



8.36. ábra. Hidraulikus akkumulátorok

A súlyterhelésű akkumulátor (8.36.a. ábra) előnye az, hogy a folyadék nyomását állandó értéken tartja. E nyomás nagyságát a dugattyút terhelő súly és a dugattyú keresztmetszetének hányadosa adja, ebből következően nagyobb mennyiségű magas nyomású folyadék tárolására nem igazán alkalmas. Másik hátránya a dugattyú tömítetlenségéből fakadhat. A nyomás értékét a terhelő súly megváltoztatásával lehet szabályozni.

A rugóterhelésű akkumulátorral (8.36.b. ábra) már magasabb nyomású folyadékot is tárolhatunk, azonban a nyomás a rugó hosszával fordított arányban változik és kemény rugók

esetében ez a változás erőteljes lehet. A nyomás szabályozása a rugó feszségének állításával lehetséges. Akárcsak az előbbi esetben, a dugattyú szivárgására kell számítanunk.

A gáztöltésű akkumulátoroknál a nyomás a folyadék feletti gáz sűrítéséből származik, amelyet ez esetben is a Boyle-Mariotte törvény ír le. Mivel a gázok összenyomhatósága nagy, a nyomás felső határát elméletileg tetszőlegesen választhatjuk meg. Ezekben a tartályokban a folyadék nyomása a felette levő gáz nyomásával azonos. Minél nagyobb térfogatú gáz van a folyadék felett, annál kisebb lesz a térfogatváltozás miatti nyomásingadozás. A legegyszerűbb gáztöltésű akkumulátornál (8.36.c. ábra) a gáz közvetlenül a folyadék felszíne felett van. A nyomás alatti gáz jelentős mértékben oldódik a folyadékban, aminek következtében azt állandóan pótolni kell (a nyomás csökkenésekor kiváló buborékok pedig máshol okozhatnak gondot). E hiányosság megszüntetésére olyan akkumulátorokat használnak, ahol a gáz nem érintkezik közvetlenül a folyadékkal. Az elválasztó felület lehet merev, mint a 8.36.d. ábrán látható dugattyús megoldásnál: itt a szivárgás nem lép fel, mert a két oldalon a nyomás azonos, viszont hátrányt jelenthet a dugattyú esetleges beragadása és a komplikált szerkezet. Továbbá, az elválasztó fal lehet rugalmas, mint a tömlős (8.36.e.) és a membrános (8.36.f.) akkumulátoroknál. Ez az elválasztó tökéletesen zár, de élettartama véges.

A gáztöltésű hidraulikus akkumulátorokban használt gáz rendszerint levegő vagy nitrogén. Ez utóbbit főleg akkor használják, ha a véletlenül kiáramló magasnyomású levegő a tűzveszélyes környezetben balesetet idézhet elő; egyébként a palackba zárt nagynyomású nitrogén olcsó és használatakor az akkumulátor feltöltéséhez nem kell kompresszor.

Mint láthattuk, a súlyterhelésű hidraulikus akkumulátort kivéve bármely nyomás alatti tartályban a nyomás a tárolt közeg mennyiségétől függ. E nyomásingadozás mértéke az egyenletlenségi fok:

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_k} = 2 \cdot \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{max} + P_{min}}, \quad (8.5)$$

ahol p_k a nyomás középértéke. A nyomásingadozás megengedhető mértékét a körfolyamot felépítő szerelvények sajátosságai és a működés egyenletességével szemben támasztott igény határozzák meg.

A tartályban tárolt munkaközeg mennyiségét a tartály hasznos térfogata határozza meg, amelyhez még esetenként hozzáadhatjuk az ülepedésre szánt térfogatot és egy biztonsági tartalék kapacitást is. A hasznos térfogat a fogyasztás kiegyensúlyozására (kompenzálására) szolgáló V_h térfogat, amelyet az időben változó hozam görbéjéből számíthatunk (8.37. ábra). Az alsó grafikon az elhasznált térfogat változását adja; a $V(t)$ görbe a $Q(t)$ függvény integrálásából származik. A tartályban tárolt folyadék mennyiségének változása a rendszer működésének egy ciklusa alatt összességében nulla, de a térfogat maximuma és minimuma között van egy V_h különbség – ez a fogyasztás kiegyensúlyozására szükséges térfogattal egyenlő.

A rugóterhelésű akkumulátornál, ha a dugattyú keresztmetszete A , ez a térfogatváltozás a rugó hosszának

$$\Delta l = \frac{V_h}{A} \quad (8.6)$$

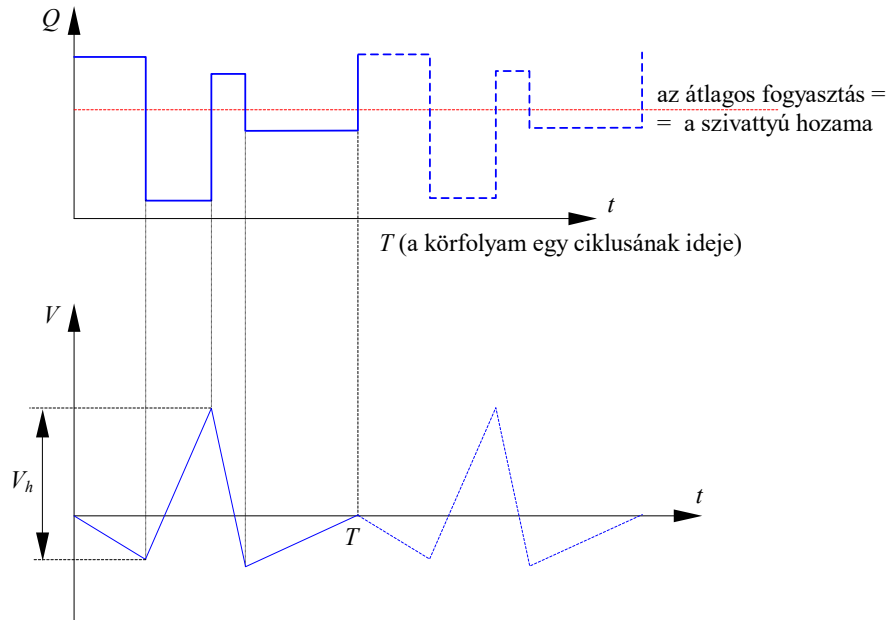
változását jelenti. A rendszerre felírható egyensúlyi egyenlet:

$$k \cdot \Delta l = (p_{max} - p_{min}) \cdot A, \quad (8.7)$$

ahol k a rugóállandó. Az utóbbi két egyenletből

$$k \cdot V_h = (p_{max} - p_{min}) \cdot A^2, \quad (8.8)$$

ahonnan a hasznos térfogat és a megengedhető nyomásingadozás ismeretében a rugóállandó és a dugattyú keresztmetszete megválasztható.



8.37. ábra. A hasznos térfogat meghatározása

A gáztöltésű akkumulátoroknál a gáz térfogata V_h -val változik. E változást izotermikusnak lehet tekinteni, tehát

$$\frac{V_0}{V_1} = \frac{p_{max}}{p_{min}}, \quad (8.9)$$

ahol V_0 a gáz legnagyobb, V_1 pedig a legkisebb térfogata. A kettő közötti különbség V_h , tehát

$$V_1 = V_0 + V_h. \quad (8.10)$$

A két utóbbi egyenletből

$$\frac{V_1 - V_h}{V_1} = \frac{p_{max}}{p_{min}}, \quad (8.11)$$

ahonnan a gáz legkisebb (a nyomás felső határértékének megfelelő) térfogatát kapjuk. Az akkumulátor teljes térfogata elméletileg V_0 lenne, gyakorlatilag azonban a tartály a nyomás legkisebb értékénél is tartalmaz valamennyi folyadékot, nehogy a gáz véletlenül a vezetékbe jusson.

Az előbbi számítások arra alapoztak, hogy a körfolyam ciklikusan ismétlődő munkafolyamatot végez és egy állandóan működő, az átlagos igény hozamát biztosító szivattyú táplálja. Megtörténhet azonban az is, hogy a folyamatok nem követik egymást periodikusan vagy hogy az egyszerre működtetett gépek száma nem mindig ugyanaz. Ekkor az egyik megoldás az lenne, hogy a szivattyút az átlagos szükséglet maximális értékére méretezzük, a csökkentett fogyasztású időszakokban pedig a fölösleget egy túlfolyó-szeleppel visszavezetjük a nyitott tartályba. Ez a megoldás azonban gazdaságtalan lehet, ilyenkor érdemesebb nagyobb

tárolókapacitású akkumulátorokat beépíteni és periodikusan működő szivattyúkat használni. Ekkor a mechanikai igénybevételek csökkentésének érdekében a szivattyú be- és kikapcsolása közötti időszakot eléggé nagyoknak kell venni. A szivattyú két bekapcsolása közötti T periódus két részre oszlik, egy t_{sz} hosszúságú időintervallumra, amikor a szivattyú működik és egy t_f intervallumra, amikor az áll:

$$T = t_{sz} + t_f. \quad (8.12)$$

A szivattyú működésének idejét a T periódus törtrészeként fejezzük ki, mint

$$t_{sz} = c \cdot T, \quad (8.13)$$

ahol c egy egységnél kisebb együttható.

A szivattyú működésének ideje alatt az akkumulátorban felgyűlő folyadék mennyisége a szivattyúzott és az ezalatt elfogyasztott folyadék térfogatával azonos:

$$V_h = Q_{sz} \cdot t_{sz} - Q_f \cdot t_{sz}, \quad (8.14)$$

ahol Q_{sz} a szivattyú, Q_f pedig a fogyasztás hozama (a körfolyam nyelése).

Míg a szivattyú áll, a körfolyamot az akkumulátorban tárolt folyadékkal tápláljuk:

$$V_h = Q_f \cdot t_f. \quad (8.15)$$

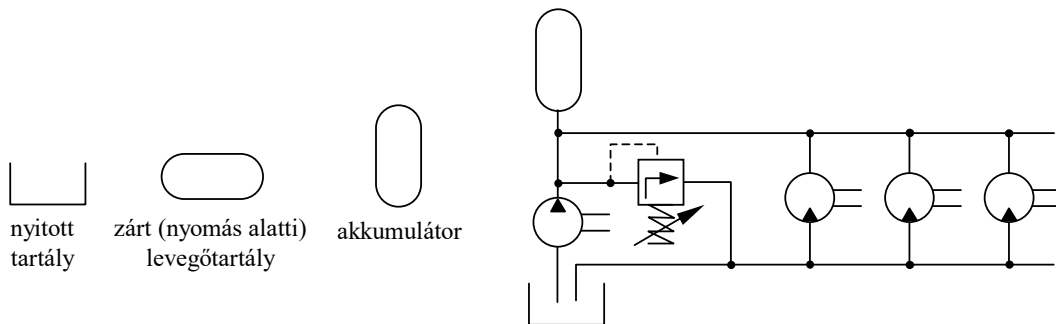
A térfogatok egyenlőségéből (az utóbbi két képletből) a szivattyú hozamát meghatározhatjuk:

$$Q_{sz} = Q_f \cdot \frac{t_{sz} + t_f}{t_{sz}} = Q_f \cdot \frac{T}{t_{sz}} = \frac{1}{c} \cdot Q_f, \quad (8.16)$$

ahol Q_f a T időszakra átlagolt fogyasztás. A továbbiakban V_h -t a 8.15. képlettel kiszámíthatjuk és a nyomás szélső értékeinek ismeretében az akkumulátorban levő gáz térfogatát is meghatározhatjuk a már ismert eljárással.

Az előbbi számításokat a legnagyobb fogyasztásra végezzük el. Az alacsonyabb fogyasztású időszakokban a szivattyú hozama Q_{sz} marad, de a két egymást követő bekapcsolás közötti T időszak hossza megnövekedik.

A tartályok jelölését és a körfolyamban elfoglalt helyüket a 8.38. ábra mutatja. A tartályok jelképein a folyadékszintet nem ábrázoljuk.



8.38. ábra. A tartályok jelölése és a rendszerben elfoglalt helyük

Azokat a körfolyamokat, ahol a munkaközeg áramlása egy tartályon keresztül történik, *nyitottnak* nevezik (ilyen például a 8.38. ábrán látható körfolyam is).

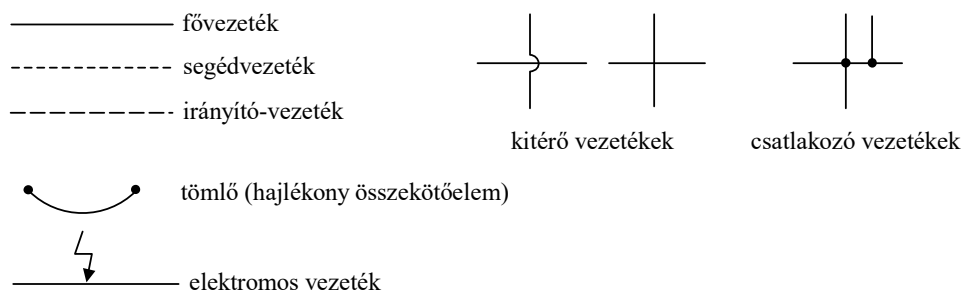
Azokat a körfolyamokat, amelyekben nincs beépített tartály, *zárt*nak tekintjük. Egy zárt körfolyamban a generátor szívócsonkja közvetlenül a visszafolyóághoz csatlakozik, tehát a szívóág egyben visszafolyóág is. A rendszerben található munkaközeg mennyisége állandó.

Mivel a különböző gépek, szelepek és szerelvények szívárognak a zárt körfolyamokban a munkaközeg-hiányt pótolni kell. E pótlás egy, a szívóághoz csatlakozó tartályból történik. Más esetben a körfolyamban részt vevő munkaközeg mennyisége változhat (például egy munkahenger belső térfogatának változása miatt), ilyenkor a pillanatnyi hiány fedezését vagy a többlet tárolását szintén egy tartállyal oldjuk meg. Az ilyen felépítésű körfolyamokat *félzig zárt*nak nevezik.

8.2.16. Vezetékek

A körfolyam vezetékei a munkaközeg szállítására szolgáló csövekből és az azokat összekapcsoló idomokból állanak. Ezek általában kör keresztmetszetűek.

A körfolyamok rajzán a fővezetékeket folytonos vonallal, a segédvezetékeket és az irányító-vezetékeket pedig szaggatott vonallal jelöljük (8.39. ábra), melyeket a jobb áttekinthetőség kedvéért vízszintes és függőleges irányban rajzolunk. A kereszteződő vezetékeknél a csatlakozásokat ponttal jelöljük, a különféle idomokat (könyökök, szűkítők stb.) külön nem ábrázoljuk. A segédvezetékeket rövidebb vonalakkal szokás rajzolni. E megkülönböztetés csak a jobb tájékozódást szolgálja, a vezetékek szerkezeti vagy méretbeli különbségei az eltérő igénybevételből fakadnak. Az elektromos vezetékeket megjelöljük.



8.39. ábra. A vezetékek jelölése

Fővezetéknek nevezzük mindazokat a vezetékeket, amelyek a munkavégző közeget a tartályból a motorokhoz juttatják, majd onnan a tartályba vezetik vissza. A szívóág vezetékei a szivattyú előtt vannak, bennük a nyomás általában a környezetinél alacsonyabb. A nyomóág vezetékei a szivattyú és az általa ellátott motorok között vannak, bennük a nyomás magas. A visszafolyóág vezetékei a motorban elhasznált közeget juttatják vissza a tartályba, bennük a nyomás a környezetinél valamivel magasabb.

A segédvezetékek szintén a munkaközeg szállítására vannak, de nem szolgálják közvetlenül a munkavégzés folyamatát. Ilyen vezetékek a szivárgó folyadékokat a tartályba visszajuttató vezetékek (a szivárgóág vezetékei), a leürítő-vezetékek és a szellőztető-vezetékek.

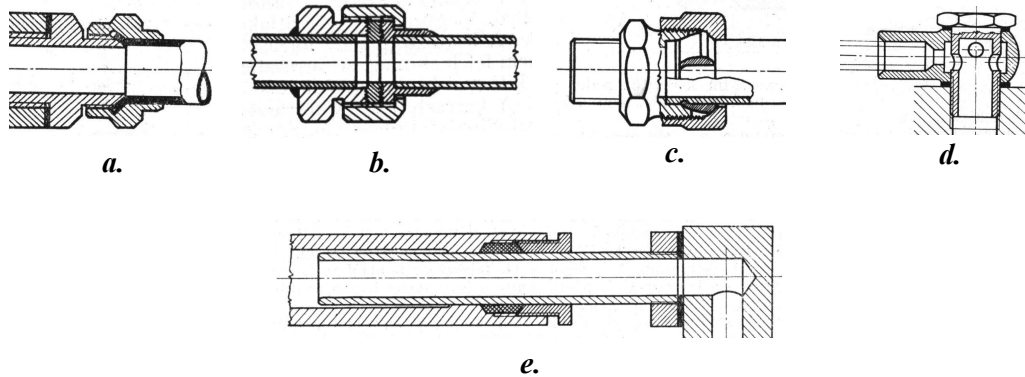
Az irányító-vezetékek a hidraulikus vagy a pneumatikus működtetésű szabályzó szelepeket ellátó vezetékek.

A vezetékeket alkotó csövek anyaga többnyire réz, alumínium vagy acél, a hajlékony összekötő elemek esetén vászon- vagy fémszövet-erősítésű gumi. Az alumíniumot alacsonyabb szilárdsága miatt csak ritkán használják. A rézötvezetek fő előnye az acéllal szemben, hogy korróziómentesek, viszont annál jóval drágábbak. A rézcsöveket könnyebben lehet hajlítani, mint az acélcsöveket, így kevesebb idomra van szükség, viszont a réz alacsonyabb szilárdsága miatt vastagabb falú csövekre lehet szükség. A vörösréz hátrányára válhat a vele kapcsolatban álló

acéltárgyak elektrokémiai korróziója és az, hogy mint katalizátor, bizonyos olajfajták oxidációját jelentősen felgyorsíthatja.

A csöveket és idomokat különféle kötésekkel kötjük össze. A karbantartás igényeinek megfelelően e kötések általában oldhatók, így a hosszabb szakaszokat is rövidebb darabokból szereljük össze, hogy meghibásodás esetén könnyebben végezhesük el a szükséges beavatkozást. A kötésnek hermetikusnak kell lennie, nem szivároghat és a levegőbeszippantást is meg kell gátolniuk. Olyan szilárdnak kell lennie, hogy a legnagyobb nyomásnál is üzembiztos legyen.

A 8.40. ábra néhány, a hidraulikus és pneumatikus vezérléseknél gyakrabban használt oldható kötésfajtát mutat be. A 8.40.a. ábrán a kiperemezett csővéget egy hollandi-anya szorítja fel a csatlakozó kúpos felületére. A csatlakozó kemény acélból készül és a jobb tömítés céljából kúpos menettel illeszkedik a szerelvényhez. A 8.40.b. ábrán látható kötésnél a csővégre hegesztett peremes csonkot egy lágy anyagból (fémből, műanyagból) készült gyűrű tömíti, míg a 8.40.c. ábrán bemutatott típus esetében a kötés rögzítését és tömítését egy, a cső falra rászoruló kúpos gyűrű végzi. Ugyanezen az ábrán látható a tetszőlegesen elfordított helyzetben rögzíthető gyűrűs csatlakozás (d.) és egy teleszkópos csatlakozás is (e.).



8.40. ábra. Oldható csőkötések

Szerkezetileg a gyűrűs csatlakozáshoz hasonlít a szabad elfordulást lehetővé tevő csuklós csatlakozás, amely a teleszkópossal együtt a merev vezetékekkel felépített rendszerekben az egymáshoz viszonyítva elmozduló alkatrészek összekötésére alkalmasak. A teleszkópos csőkötésnél a megnyúló vagy megrövidülő vezeték belső térfogata megváltozik.

Bármelyik vezeték, szerepétől függetlenül, bizonyos hidraulikus ellenállást képvisel. A hidraulikus méretezésnél tudjuk, hogy minél nagyobb a vezeték átmérője, az annál jobb hatásfokkal dolgozik. A nagyobb átmérőjű vezetékek azonban drágábbak, ezért az átmérők megválasztásánál a gazdaságosságát is szem előtt kell tartani. A megengedett, gazdasági szempontból is helyes méretezést adó áramlási sebesség értéke 1.5...5 m/s között van, az alacsonyabb értékek a szívóvezetésekre vonatkoznak.

A csőfal t vastagságának kiválasztása szilárdságtani számításokon alapszik:

$$t = \frac{d \cdot p}{2 \cdot \sigma} \quad (8.17)$$

(ez a *kazánképlet*), ahol d a belső átmérő, p a szállított közeg hidrosztatikai nyomása, σ pedig a csőfal anyagának megengedett húzófeszültsége.

8.2.17. Szűrők

A körfolyamban részt vevő munkaközeg fizikai és kémiai tulajdonságai a lezajló folyamatok alatt megváltozhatnak. E változások kedvezőtlen irányban befolyásolhatják a körfolyam hatásfokát

és a rendszer élettartamát, korai kopást, korróziót vagy üzemzavarokat idézhetnek elő. Éppen ezért a körfolyamba olyan eszközöket kell beépíteni, amelyek ezeknek a káros változásoknak a hatását csillapítani tudják.

A munkaközeg minőségromlásának egyik leggyakoribb oka a szennyeződés. A szennyező anyagok akár a rendszer belsejében is keletkezhetnek, ilyenek például az egymáshoz súrlódó alkatrészekről lekopó részecskék, a leváló tömítésdarabok vagy az olaj oxidációja folytán megjelenő besűrűsödött anyag. A környezetből bejutó szennyeződések főleg a levegő por- és nedvességtartalmából származnak, de a hidraulikus rendszerekben az lehet a vezetékbe bejutó levegő is.

Ha a kemény szennyeződések az egymáson elmozduló alkatrészek közé kerülnek, akkor ott gyors kopást, berágódást idézhetnek elő. A besűrűsödött olajjal együtt a szűk átömlőnyílásokat eltömíthetik s ezzel üzemzavart idézhetnek elő. A levegőből kondenzálódó víz és a kenőolaj a pneumatikus szerkezetekben okozhat gondot.

A szennyeződés ellen különböző eszközökkel védekezhetünk. Ezek működési elve többnyire a munkaközeg és a szennyeződések közötti halmazállapot-különbségen alapul.

A szilárd halmazállapotú szennyeződések eltávolításának egyszerű módszere a szűrés. E folyamat a visszatartott szemcsék legkisebb mérete szerint lehet:

- durvaszűrés, 0.1 mm átmérőjű szemcsenagyság felett;
- normálszűrés, 0.01 mm feletti részecskék visszatartása;
- finomszűrés, 0.005 mm legkisebb szemcsenagysággal;
- különleges finomszűrés, amellyel ezredmilliméteres átmérőjű szemcséket is vissza lehet tartani.

A szűrőkön átjutó szennyeződések legnagyobb átmérője a szűrő szabad átömlő-nyílásainak átmérőjével azonos. A körfolyamokban rendszerint elegendő a normál- vagy a finomszűrés, az 5 µm -nél kisebb átmérőjű szennyeződések a legfinomabb berendezéseknél sem okoznak gondot. A visszatartandó legkisebb szemcseméretet a legkényesebb elemre vonatkozó előírások határozzák meg. Ha ezt a szűrési finomságot a körfolyam egészen nehéz vagy költséges lenne betartani, akkor csak az illető elem elé kell egy megfelelően finom szűrőt beiktatni.

A szűrés folyamata során a szűrők eltömődnek, ezért tisztítani vagy cserélni kell azokat. A tisztítás többféleképpen történhet, így például valamilyen mosófolyadék fordított irányú áramoltatásával vagy pedig szétszereléssel és átmosással. Az eltömődött szűrő hidraulikus ellenállása jelentősen megnövekszik és ezért a rajta fellépő nyomásesés is növekedni fog. A nagy nyomáskülönbség a szűrőt tönkretelheti, ekkor vele párhuzamosan egy áthidaló biztonsági- (bypass) szelepet is beiktatnak, amelyen keresztül a közeg megkerülheti az eltömődött szűrőt. A növekedő nyomáskülönbséggel egy jelzőrendszert is működtethetünk, amely automatikusan jelzi a szűrő tisztításának igényét.

A szűrő szerkezete szerint lehet egy *résszűrő*, ahol az elemi átáramlási keresztmetszet egy keskeny nyílás (a résszűrők tehát igen finom rácsok vagy sziták). Kétfajta megvalósítása van, a lemezes szűrő és a huzalszövetes szűrő.

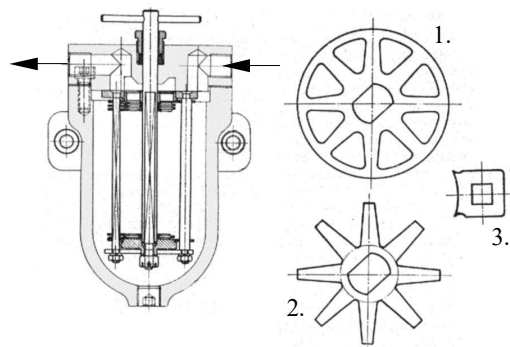
Egy másik típusú szűrő a *póruszűrő*, ahol a szürendő közeg egy porózus anyagon halad át, amely a pórusuk nagyságánál nagyobb méretű szennyeződésekkel visszatartja. Ilyen szűrők a papír- és a nemezsűrők, valamint a porózus kerámiából vagy porkohászati úton előállított likacsos fémből készített betéttel ellátott szűrők.

Egy harmadik fajta a mágneses (vagy *erőteres*) szűrő. Ennek belsejében egy állandó mágnes van és csak a mágneseződő részecskéket tudja visszatartani. Léteznek a gáznemű anyagok portalanítására használható elektrosztatikus szűrők is, azonban ilyenekkel a szervorendszerek felépítésében nem találkozunk.

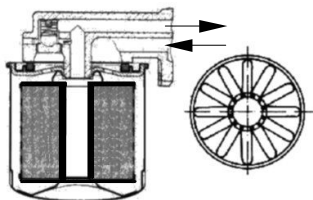
A nedves szűrőket levegő tisztítására használjuk. Bennük valamilyen folyadék (rendszerint olaj) van, a levegőt pedig keresztülbuborékoltatjuk rajta. A levegőben levő port a folyadék megköti, de a megtisztított levegőben folyadékcseppecskék jelenhetnek meg.

A továbbiakban lássunk néhány gyakoribb szűrőtípust.

A lemezes szűrő egymásra helyezett lemezekből áll, melyek között távolságtartó elemek vannak. A szűrési finomságot a lemezek közötti rés nagysága adja, ez pedig a távolságtartó elemek vastagságával azonos (tehát az nem lehet túlságosan kicsi, mintegy 0.05 mm -ig csökkenthető). A szűrőt a fennakadó szennyeződések elég hamar eltömik, emiatt időnként tisztítani kell. Ahhoz, hogy a körfolyamat a tisztítás idejére ne kelljen megállítani két megoldást alkalmazhatunk: vagy két párhuzamos szűrőt használunk, amelyek közül egyszerre csak egy működik, vagy pedig szétszerelés nélkül tisztítható szűrőt építünk be. Ez utóbbi típust példázza a 8.41. ábrán látható lemezes szűrő. Ennek szűrőeleme az 1. tárcsából és a közékük helyezett 2. csillag alakú távolságtartó lemezekből áll, melyek egy közös, lelapolt oldalú elforgatható tengelyen vannak elhelyezve. A tárcsák közötti résekbe a 3. tisztítólemezek nyúlnak be, melyek vastagsága a távolságtartó lemezekével azonos és azokkal egy szintben találhatók. A tisztítólemezeket négyzet keresztmetszetű rudak rögzítik. A szűrendő folyadék a szűrőelem külső felülete felől érkezik és a réseken átfolyva a lemezek közötti körcikk-alakú üregekbe jut, ahonnan a tengely irányában távozik. A szűrő tisztítását a szűrőelem körbeforgatásával végezhetjük, amikor a fennakadó szennyeződések a tisztítólemezek kikaparják a résekből. E folyamat a szűrő megállítása nélkül is elvégezhető, a lehulló szennyeződés a szűrő alján gyűlik össze ahonnan az leengedhető.



8.41. ábra. Lemezes szűrő

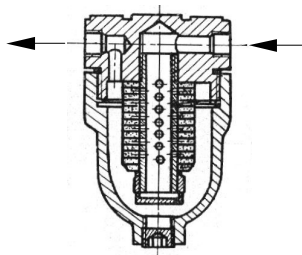


8.42. ábra. Huzalszövetes szűrő

A huzalszövetes szűrőkben a tisztítandó közeg egy fém- vagy műanyag-szálakból szőtt szitán folyik keresztül. A szita a szűrők legkezdetlegesebb típusa. A finomabb részecskék kiszűréséhez igen finom szitát kellene használni, de az hamar eltömődik és tisztítása nehézkes folyamat. Emiatt a szitákat inkább durvaszűrőként a nagyméretű szennyeződések visszatartására használják. A

huzalszövetes szűrő vázlatos felépítését a 8.42. ábrán láthatjuk. A szűrőtest egy harmonikaszerűen összehajtogatott végtelenített szitából áll, amelyet egy átluggatott cső támaszt meg. A szitát azért kell összehajtogatni, hogy kis térfogatban nagy szűrőfelületet tudjunk létrehozni. A közeg ebben az esetben is kívülről befele halad; az ábrán a golyós bypass szelepet is láthatjuk. A tisztításhoz a szűrőbetétet ki kell szerelni, azt belülről kifelé haladó mosófolyadékkal lehet megtisztítani.

A huzalszövetes szűrővel teljesen azonos felépítésű a papírszűrő: itt a szitát egy lazán összehajtogatott végtelenített papírcsik helyettesíti. A tisztítandó közeg a papír tömegében levő pórusokon halad át, a visszatartott szennyeződés egy része tehát a papír belsejében kötődik meg. Emiatt a szűrő tisztításával általában nem foglalkoznak, az eltömődött szűrőbetétet újjal cserélik ki. A papír pórusai jóval kisebb átmérőjűek a szita szeméinél, ezért ezzel a típussal a finomszűrés is megoldható. Hátránya lehet az, hogy a szűrőközzel nem keveredő folyadékkal (például olaj szűrése esetében vízzel) átitatott szűrőpapír a feladatát nem tudja ellátni; egyébként hasonló eset fordulhat elő az átnedvesedett levegőszűrők esetében is.



8.43. ábra. Nemezszűrő

A nemezszűrő szintén a huzalszöveteshez hasonlít, de a szűrőtest összepréselt nemezkorongokból áll (8.43. ábra). E típus csak kis mennyiségű folyadék megtisztítására alkalmas, ugyanis a szűrőfelülete sokkal kisebb az előbbiekéénél. Ha a nemezkorongokat egy porózus anyagból készített hengerrel cseréljük ki, akkor további szűrőtípusokhoz jutunk.

A szűrőkön átszivárgó közeg viselkedését a Darcy-törvény írja le, azonban a szűrők méretezésénél egy

$$S = \frac{Q \cdot v_k}{\alpha \cdot \Delta p} \quad (8.18)$$

képletet használnak, amely a szűrőfelület S nagyságát a szűrőn áthaladó Q hozam és a rajta fellépő Δp nyomáskülönbség, valamint a v_k kinematikai viszkozitás függvényében adja meg. A képletben α a szűrő fajlagos áteresztő képessége, ez a mennyiség az adott szűrőtípust jellemzi. A nyomásesést a számításokban 0.3...0.7 bar -nak vesszük.

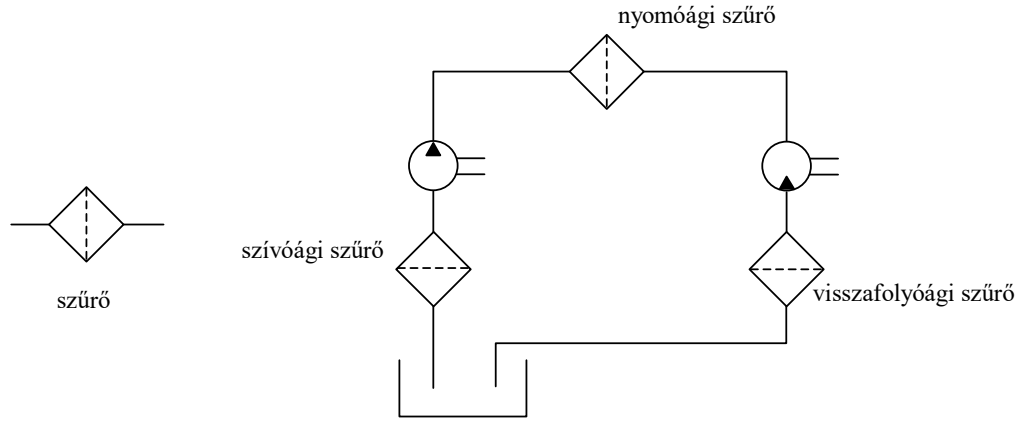
A szűrők a beépítési helyüktől függően lehetnek szívóági, nyomóági vagy visszafolyóági szűrők. A szívóági szűrőkön fellépő nyomáskülönbség nem lehet nagy, mert a generátor vákuumot hozna létre. E szűrők tehát az eltömődésre érzékenyebbek, éppen ezért a szívóágra csak a szivattyú megkímélését szolgáló szűrőt (gyakran egy durvaszűrő is elegendő), kompresszorok esetében pedig olajfürdős szűrőt telepítenek.

A nyomóági szűrők esetében a nyomáskülönbség már jóval nagyobb lehet. A megengedhető legnagyobb értékét a szűrőbetét mechanikai ellenálló képességének határa jelentené, gyakorlatilag azonban ha a nyomásesés növekedése eléri a 0.5 bar körüli értéket, akkor a szűrőt kitisztítják vagy kicserélik.

A visszafolyóági szűrők esetében a nyomásnövekedés megint csak nem lehet jelentős, hiszen az a rendszer működésében zavart okozhatna (a visszafolyóágban a nyomás alacsony kell legyen).

Ha a számításokból eredő szűrőfelületet egyetlen szűrővel nem lehet biztosítani, akkor a szabványos szűrőegységek párhuzamos kapcsolásával lehet a feladatot megoldani. A szűrőket sorosan is köthetjük: rendszerint a finomszűrést egy durvaszűrés előzi meg.

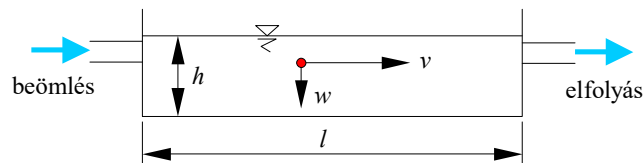
A szűrők jelölését és a körfolyamban elfoglalt helyzetüket a 8.44. ábra mutatja.



8.44. ábra. Szűrők jelölése és helye

8.2.18. A munkaközeg minőségét befolyásoló egyéb eszközök

Az ülepítők és a szeparátorok működési elve a munkaközeg és a szennyeződések közötti sűrűségkülönbségen alapul. Ezek a készülékek olyan edények, amelyekben a fajsúlykülönbségek hatására a munkaközegből a szennyeződések ülepedésre hajlamos része kiválik és leülepedik, illetve felúszik. Például így lehet eltávolítani a munkafolyadékban lebegő nagyobb szemcséket és gázbuborékokat, az olajba jutott vizet valamint a sűrített levegőbe kerülő nagyobb átmérőjű olaj- és vízcspepeket. Ahhoz, hogy e folyamat végbe tudjon menni, az áramlási sebességet eléggé alacsony értéken kell tartani. Legyen például egy egyszerű, téglalap keresztmetszetű ülepítő, amelyben Q hozamú folyadékból szeretnénk bizonyos ρ sűrűségű és d legkisebb átmérőjű szemcséket leülepíteni (8.45. ábra).



8.45. ábra. Ülepítő

Ha a folyadék-keresztmetszet méretei b és h , akkor az áramlási sebesség

$$v = \frac{Q}{b \cdot h} \quad (8.19)$$

lesz, a folyadék pedig a belépéstől a kilépésig az l távolságot

$$t = \frac{l}{v} \quad (8.20)$$

idő alatt teszi meg. Ez az idő elegendő kell legyen ahhoz, hogy a leüleptendő részecske leszálljon az edény aljára. Az ülepedési sebességnek azt a w határértéket tekintjük, amellyel a részecske süllyed. A w süllyedési sebesség elérésekor a részecskére ható erők (a saját súlya, a hidrosztatikai felhajtóerő és a közegellenállási erő) éppen kiegyenlítik egymást. Amennyiben a részecskét gömb alakúnak tekintjük (általában ez így szokott lenni), akkor a közegellenállási erőt az 5.72. képlettel határozhatjuk meg. Az erők egyensúlyát az

$$\frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot (\rho_t - \rho_f) \cdot g = 3 \cdot \pi \cdot \eta \cdot d \cdot w \quad (8.21)$$

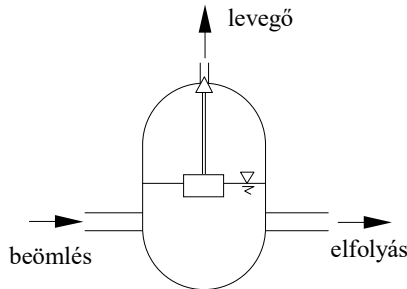
egyenlőség írja le, ahol a bal oldalon a részecske súlyának és a rá ható felhajtóerőnek a különbsége áll, a jobb oldalon pedig az 5.72. képlettel megadott erőt láthatjuk. Innen a w süllyedési sebesség egyszerűen meghatározható. E sebességgel a részecske a t idő alatt a

$$h = t \cdot w \quad (8.22)$$

mélységig süllyed. Az ülepítő mélysége nem haladhatja meg ezt az értéket, mivel a lebegő részecskék felszínhez közelebb része nem szállna le az edény aljára.

Megjegyzendő, hogy a vezérlőrendszerekben az ülepítő szerepét általában a folyadéktartály tölti be.

A levegőbuborékokat egy légtelenítővel gyűjtik össze, amely lehet kézi vagy automatikus ürítésű. Az automatikus készülékek ürítészlepét egy úszóka tarja zárva. Ha az összegyűlt levegő miatt a folyadékszint lesüllyed, akkor az úszóka is lejjebb ereszkedik és ezzel a szelepet megnyitja (8.46. ábra).



8.46. ábra. Automatikus ürítésű légtelenítő

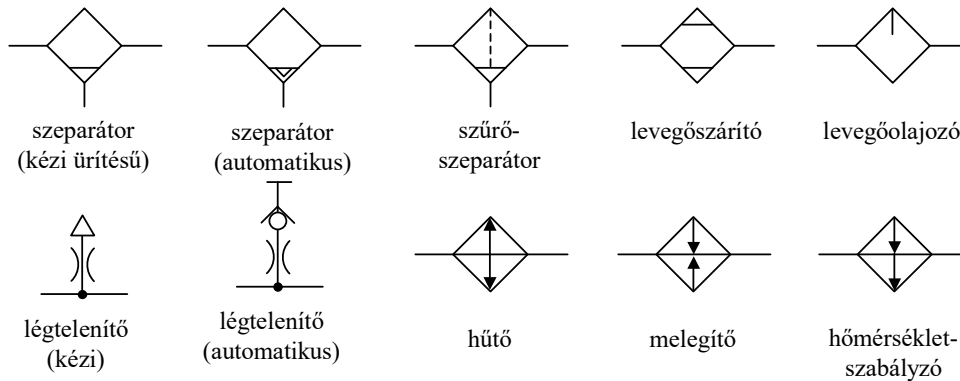
A sűrített levegőbe került nagyobb folyadékcseppeket az ülepítő elvén alapuló szeparátorokkal fogják fel, amelyek szintén lehetnek kézi vagy automatikus ürítésűek. A kisebb méretű cseppek felfogására az ilyen szerkezetek nem alkalmasak, az erre a célra megfelelő szeparátor felépítése egy papírszűrőjéhez hasonlít.

Amennyiben a sűrített levegőből a vízgőzöket is el kell távolítani, akkor egy levegőszárítót is be kell építenünk. A vízgőz eltávolításának szükségessége több esetben is felmerülhet, például amikor a rendszerben kicsapódó víz károsodást okozhat vagy amikor a hidraulikus körfolyamban egy nedvszívó folyadékot használunk. A levegő szárítását hűtéssel vagy a nedvességnek higroszkópos anyaggal való megkötésével érjük el.

A munkaközeg minőségét befolyásoló eszközök között találjuk az olajozókat is. Az olajozó egy olyan készülék, amely az áramló sűrített levegőbe apró olajcseppeket porlaszt a pneumatikus munkahengerek vagy egyéb, súrlódó alkatrészekkel rendelkező motorok belső kenéséhez.

Sok esetben a munkaközeg hőmérsékletét is szabályoznunk kell, mivel a folyadékok viszkozitása a hőmérséklettel jelentősen változhat. Leggyakrabban a felmelegedő munkafolyadékot kell lehűtenünk, ritkábban pedig melegítenünk kell azt. A hűtés és a melegítés hőcserélőkkel történik, amelyekben a hőcsere két, egymással közvetlenül nem érintkező közeg között megy végbe. Az ilyen rekuperátor-típusú hűtők méretezésénél a két közeget elválasztó fal felületét eléggé nagyra kell megválasztani ahhoz, hogy a kívánt mértékű lehűtéshez vagy felmelegítéshez szükséges hőáramot az adott hőmérséklet-különbségek mellett biztosítani tudja.

A 8.47. ábrán a felsorolt eszközök szimbólumait láthatjuk.



8.47. ábra. A munkaközeg minőségét befolyásoló eszközök jelölése

8.2.19. Mérőműszerek

Az irányítás folyamatának első lépése az információszerzés, amely alatt a szabályozandó folyamat paramétereiről szerzünk értesülést. A hidraulikus és a pneumatikus irányításban a minket érdeklő fontosabb paraméterek kétfélek: ezek a körfolyamban részt vevő munkaközeg állapotát leíró mennyiségek (például a nyomás, a hőmérséklet, a hozam és az átömlő fluidum térfogata), illetve a körfolyamba beépített gépek működését jelző mennyiségek (például a fordulatszám, az elmozdulás és az elfordulás).

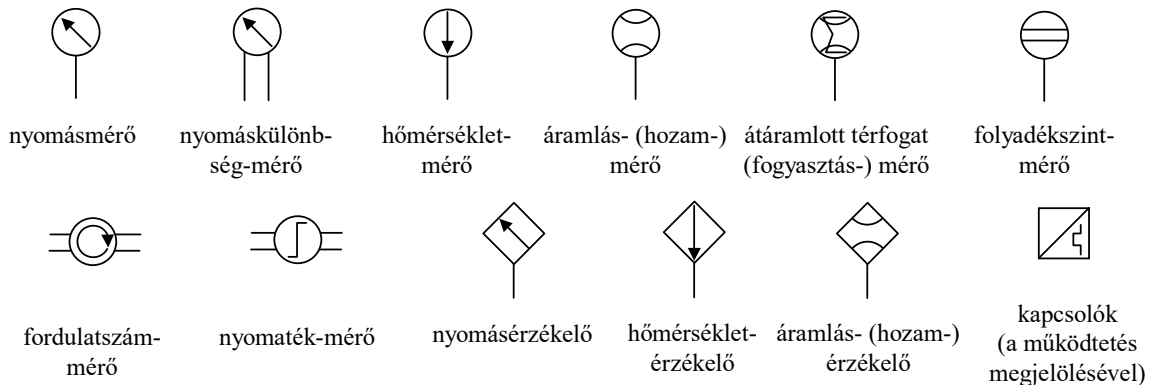
Az információszerzés folyamán felfogott jel lehet az adott mennyiség nagysága (például egy manométerrel mért bárban kifejezett nyomás) vagy pedig az lehet egy bizonyos állapot bekövetkezésére utaló jel is (például egy bekapcsolt nyomáskapcsoló által jelzett állapot, amely szerint a nyomás a bekapcsolási érték felett van).

A mennyiségek nagyságát adó készülékek lehetnek egyszerű mérőműszerek, amelyek a megmért mennyiség pillanatnyi értékét mutatják (ezek neve általában a *-méter* vagy *-mérő* toldalékot kapja, pl. *manométer* vagy *nyomásmérő*), vagy pedig lehetnek adatrögzítő szerkezettel ellátott eszközök, amelyek a mennyiségek időbeni változását rögzítik (ezek elnevezésében általában a *-gráf* vagy *-író* toldalékot láthatjuk, pl. *termográf* vagy *hőmérséklet-író*). A grafikus formában rögzített vagy megjelenített időbeni változás görbáját idegen szóval megnevezve az a *-gram* toldalékot kapja (pl. *akcelerogram* vagy gyorsulás-görbe).

A mérőműszerek lehetnek közvetlen leolvasásúak, amikor az operátor a mérés helyszínén olvassa le az adatokat, vagy pedig távmérők, amikor a leolvasás nem a mérés helyszínén történik. A távmérők elnevezése általában egy *tele-* vagy *táv-* előtagot kap. A távmérés legtöbbször feltételezi a mérendő fizikai jelnek egy másik, nagyobb távolságokra továbbítható jellé való átalakítását. Ez utóbbi az esetek túlnyomó részében elektromos jel, az átalakítást pedig jelátalakítók, traduktorok végzik el.

A klasszikus adatrögzítő szerkezetek egy állandó fordulatszámmal forgó korongra vagy hengerpalástra, vagy pedig egy állandó sebességgel haladó szalagra rajzolták fel az időben változó

jel görbéjét. A modern adatrögzítő eszközök már számítógépes adattárolást és feldolgozást tesznek lehetővé.



8.48. ábra. Mérő- és érzékelőeszközök jelölése

Az események bekövetkeztét jelölő érzékelő-műszereknek rendszerint két állapotuk van (ki- és bekapcsolt), amelyet például egy elektromos érintkező nyitott vagy zárt állapotaként különböztethetünk meg. Ezen állapot megváltozása a követett jel valamilyen határértékénél történik meg. Gyakran egy közösleges billenőkapcsolót használnak, az ilyen eszközöknél a bekapcsolási érték különbözhet a kikapcsolási értéktől (az átbillenés ugyanis csak bizonyos távolság megtétele után történik meg).

A mérőeszközök jelölését a 8.48. ábrán láthatjuk.

8.2.20. A munkaközeg

A munkaközeg az energiaátvitelt megvalósító folyadék vagy gáz. A leggyakrabban és majdnem kizárólagosan használt gáznemű munkaközeg a levegő, amely jó közelítéssel ideális gáznak tekinthető. A folyadékok terén azonban már bővebb a választék, munkafolyadékként legtöbbször valamilyen ásványi vagy szintetikus olajat, ritkábban egyéb folyadékokat, például nagy molekulájú alkoholokat, növényi olajokat, vizet, vizes oldatokat és emulziókat alkalmaznak.

A munkaközeg fontos tulajdonsága a viszkozitás. Minél viszkózusabb egy fluidum, az annál nehezebben áramlik és annál nagyobb energiaveszteségeket okoz, de a viszkozitás növekedésével javul a kenőhatás és csökkennek a szivárgás miatti veszteségek.

A munkafolyadék kiválasztásánál fontos szempont a viszkozitás állandósága is. A hőmérséklet megváltozásakor a folyadék viszkozitása jelentős mértékben változhat s ez zavart okozhat a körfolyam működésében. Ezért a munkafolyadéktól elvárjuk, hogy az üzemi hőmérsékletek intervallumában a viszkozitása csak megengedhető mértékben változzon.

Szélsőséges hőmérsékleti viszonyok mellett a munkafolyadék halmazállapot-változáson mehet keresztül (megfagy vagy forrásba jön), esetleg a viszkozitása annyira megnő, hogy szilárd anyagként viselkedik (megdermed). A kiválasztott munkafolyadéknak nem szabad megfagynia vagy megdermednie a legalacsonyabb üzemi hőmérsékleten sem, ugyanakkor nem szabad felforrania a legmagasabb hőmérsékleten sem.

Bizonyos esetekben a kiszivárgó munkafolyadék felmelegedett felületekre juthat: a balesetek elkerülése végett megköveteljük, hogy a folyadék lobbanáspontja magasabb legyen mint az adott felmelegedett felület hőmérséklete.

Kívánatos, hogy a munkafolyadék ne oldja a gumi- és a műanyag-alkatrészeket, kémiai szempontból legyen stabil és ne támadja meg a vele kapcsolatba kerülő tárgyakat. A folyadékok savas vagy bázikus jellegét általában a pH -val adják meg (a 7-es érték a semleges kémhatást

jelenti, az annál kisebb értékek a savak, az annál nagyobbak pedig a lúgok erősségét jellemzik), azonban a hidraulika-olajoknál erre a célra a *savszámot* is használják. A savszám tulajdonképpen az egy gramm tömegű olaj savanyú kémhatását semlegesítő kálium-hidroxid (KOH, egy erős lúg) tömegét adja meg mg-ban kifejezve.

A leggyakrabban használt munkafolyadékok a különböző, adalékokkal feljavított ásványi hidraulika-olajok. Főbb előnyeik az alacsony előállítási költség, a jó kenési tulajdonság, a nem túl magas viszkozitás és a magas lobbanáspont. Hátrányuk lehet azonban az, hogy a viszkozitásuk a hőmérséklettel erőteljesen változhat, öregednek (oxidálódnak, lebomlanak, paraffinszerű anyagok válhatnak ki belőlük) és környezetszennyezők. Enyhén savas kémhatásuk van.

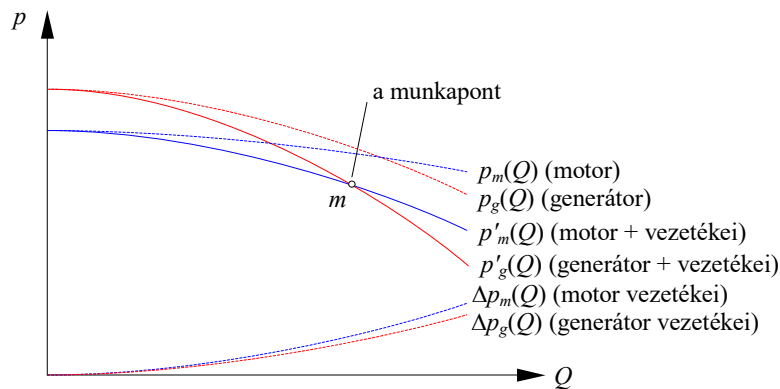
Kedvezőbb tulajdonságokkal rendelkeznek a szintetikus olajok és a szénatomok helyett szilíciumatomokkal rendelkező szilikonolajok, azonban ezeknek az ára is magasabb.

A gépkocsik hidraulikus fékberendezésében olaj helyett fékfolyadékot használnak, amely tulajdonképpen egy alkohol. Előnye az, hogy viszkozitása még igen alacsony hőmérsékleten sem növekszik meg túlzott mértékben és eléggé magas a forráspontja, nem támadja meg a gumi-alkatrészeket, hátránya viszont az, hogy higroszkópos (a levegő nedvességtartalmát is megkötheti) és emiatt korrozív lehet.

8.3. A hidraulikus és pneumatikus irányítórendszerek működése

Az előbbi fejezet szerint az irányítórendszer gépekből, különböző szerelvényekből és az azokat összekötő vezetékekből áll. Minden gépre, szerelvényre és vezetékre megállapítható egy-egy karakterisztikus görbe, amely az átfolyó hozam és a nyomásváltozás közötti kapcsolatot adja. Ezen észrevétel alapján a körfolyam hidraulikai méretezését a karakterisztikus görbék segítségével oldhatjuk meg, a 7.3. fejezetben ismertetettek alapján.

A munkapont meghatározásánál megszerkesztjük a generátor (a szivattyú) és a hozzá tartozó vezetékek, majd a motor és a hozzátartozó vezetékek eredő jelleggörbéjét. A munkapont a két görbe metszéspontja lesz. Az eredő jelleggörbéket a párhuzamosan kapcsolt távoli szivattyúk esetében bemutatott eljárás szerint kapjuk. Először megszerkesztjük a vezetékek és a rajta levő szerelvények karakterisztikáját, majd a gépek jelleggörbéiből kivonjuk azokat (8.49. ábra).



8.49. ábra. A körfolyam munkapontjának meghatározása

A munkapont meghatározásával azonban a hidraulikai számítások nem érnek véget, ugyanis az előbb bemutatott eljárás csak az állandósult állapotot írja le. A következőkben egy konkrét példán keresztül a körfolyamok számításának fontosabb aspektusairól lesz szó.

Legyen tehát egy egyszerű körfolyam, ahol egy szivattyú egy differenciáldugattyús munkahengert táplál (8.50. ábra). Tegyük fel, hogy a szivattyú egy állandó Q hozamot nyom és egy

bizonyos p_1 nyomást biztosít. A munkahengerből a folyadék szabad kiáramlását egy szabályozható fojtó akadályozza meg, amellyel azon az ágon egy bizonyos p_2 nyomást állítunk be. A henger belső átmérője legyen D , a dugattyúrúd átmérője pedig d . Ismertnek tekintjük a munkahenger hatásfokait mindkét irányú mozgás esetében.

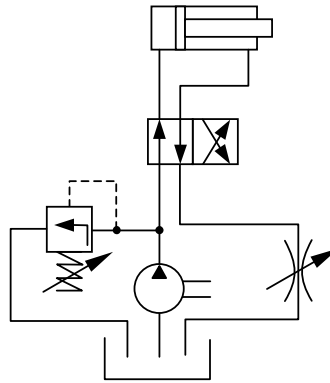
Először számítsuk ki először, hogy mekkora erőt fejt ki a munkahenger és milyen sebességgel mozog a dugattyúrúd! Ehhez kiszámítjuk a dugattyú nyomással terhelt felületeinek nagyságát, amely a bal oldalon

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (8.23)$$

a jobb oldalon pedig, ahol a dugattyúrúd csatlakozik,

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (8.24)$$

ez tehát kisebb az előbbinél.



8.50. ábra. Hidraulikus körfolyam

Ideális esetben, amikor nincsenek súrlódási veszteségek, az erőket az $F = p \cdot A$ képlettel számíthatnánk ki. Ha azonban a súrlódást is figyelembe vesszük (a hatásfokok egységénél kisebbek), akkor az ideálisnál kisebb erők számíthatunk.

Amikor a dugattyú az irányváltó ábrázolt állásának megfelelően balról jobbra mozog, a dugattyúrúdra ható erő a bal és a jobb oldalon ható erők különbsége lesz. Mindkét erőt a megfelelő hatásfokokkal kell korrigálnunk, a súrlódás mindkét oldalon fékezőleg hat (tehát a bal oldalon ható nyomóerőt csökkenti, a jobb oldalon fellépő ellenállóerőt pedig növeli):

$$F_1 = p_1 \cdot A_1 \cdot \eta_{mech,1} \cdot \eta_{hidr,1} - \frac{p_2 \cdot A_2}{\eta_{mech,2} \cdot \eta_{hidr,2}}. \quad (8.25)$$

Hasonlóképpen járunk el akkor is, amikor az irányváltó másik állásában a dugattyú jobbról balra mozog. Figyelembe véve, hogy a p_1 és a p_2 nyomás most felcserélődik:

$$F_2 = p_1 \cdot A_2 \cdot \eta_{mech,2} \cdot \eta_{hidr,2} - \frac{p_2 \cdot A_1}{\eta_{mech,1} \cdot \eta_{hidr,1}}. \quad (8.26)$$

Ez a fajta számítási mód a hatásfokokat a dugattyú két oldalára értelmezett mennyiségeknek tekinti (tehát mintha két egymással szembe kapcsolt munkahengerről lenne szó). A valamely oldalra meghatározott hatásfokot abban a hipotézisben állapítjuk meg, mely szerint a dugattyú másik oldalára nem hat nyomás.

Ideális esetben, amikor nincsenek volumetrikus veszteségek, a dugattyú elmozdulásának sebességét a $v = Q/A$ képlettel számíthatnánk. Ha figyelembe vesszük a szivárgás hatását is, akkor a balról jobbra való mozgásnál a sebesség

$$v_1 = \frac{Q \cdot \eta_{vol,1}}{A_1}, \quad (8.27)$$

a fordított irányú mozgásnál pedig az

$$v_2 = \frac{Q \cdot \eta_{vol,2}}{A_2} \quad (8.28)$$

lesz. Észrevehetjük, hogy a felületek különbözőségéből adódóan $F_1 > F_2$ és $v_1 < v_2$.

A továbbiakban számítsuk ki, hogy az irányváltásakor mekkora késlekedéssel kezd működni a terhelt munkahenger! Tegyük fel, hogy az átkapcsolás pillanatában az irányváltó és a dugattyú között levő folyadékterfogatot ismerjük, a bal oldalon az V_1 , a jobb oldalon pedig az V_2 . Ezekben a mennyiségekben a vezetékben és a szelepekben levő folyadék térfogata is bennefoglaltatik.

Amikor a dugattyú balról jobbra mozgott, a löket végén a henger jobb oldalát és a hozzá csatlakozó vezetékét p_2 nyomású folyadék tölti ki (ennek térfogata V_2). Amikor irányt váltunk, akkor e V_2 térfogatú folyadék nyomását p_2 -ről p_1 re kell növeljük. A szivattyúnak először a folyadék összenyomásakor fellépő térfogatkülönbséget kell fedeznie, az pedig az ε kompresszibilitási tényező ismeretében

$$\Delta V_2 = \frac{V_2 \cdot (p_1 - p_2)}{\varepsilon} \quad (8.29)$$

lesz. Ezt a térfogatot a szivattyú

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta V_2}{Q} = \frac{V_2 \cdot (p_1 - p_2)}{\varepsilon \cdot Q} \quad (8.30)$$

idő alatt tudja pótolni, tehát ekkora késlekedéssel indul el a dugattyú a másik irányba.

Amikor az irányváltás a túlsó oldalon történik (tehát a dugattyú a bal oldali szélső helyzetében van), akkor ezt a késlekedést

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta V_1}{Q} = \frac{V_1 \cdot (p_1 - p_2)}{\varepsilon \cdot Q} \quad (8.31)$$

gyanánt kapjuk.

Megjegyzendő, hogy nagyobb nyomáskülönbségek és folyadékmennyiségek esetében ez a késlekedés akár több másodperc is lehet. A számításokban a hengert és a vezetékeket merevnek tekintettük. Ha figyelembe vesszük azt, hogy azok átmérője is megnövekedhet, akkor a késlekedés számított értéke tovább növekedik.

A tanulmányozott körfolyamban a szivattyú állandóan működik. Amikor a munkahenger dugattyúja eléri a szélső helyzetét, a hozamát a túlfolyószelep vezeti vissza a tartályba. Tegyük fel, hogy ez a túlfolyószelep eldugult és a szivattyú motorját pedig egy nem ábrázolt biztonsági nyomáskapcsoló állítja meg. Ha a szivattyú és a meghajtó villanymotor forgó részeinek együttes tehetetlenségi nyomatéka I , akkor a motor kikapcsolásának pillanatában azok mozgási energiája

$I \cdot \omega^2 / 2$ lesz (ω a motor szögsebessége). A tehetetlensége miatt a kikapcsolt szivattyú egy darabig tovább forog, mialatt a mozgási energiája a nyomás növekedéséből származó helyzeti energiává alakul át. Ezt a helyzeti energiát a folyadék összenyomásakor végzett mechanikai munka formájában számíthatjuk. Ha ez a dugattyú jobb oldali szélső helyzetében történik meg és a szivattyútól a dugattyúig terjedő folyadék térfogata V'_1 , akkor a kétfajta energia

$$\frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{V'_1 \cdot \Delta p^2}{2 \cdot \varepsilon} \quad (8.32)$$

egyenlőségéből a Δp nyomásnövekedés könnyen kifejezhető:

$$\Delta p = \omega \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot I}{V'_1}}. \quad (8.33)$$

Ez a nyomásnövekedés veszélyesen nagy lehet s ekkor hasznossá válik például egy biztonsági szelep beépítése.

Végül számítsuk ki a körfolyam hatásfokát, amikor a dugattyú balról jobbra mozog! Ehhez először ki kell számítanunk a szívó- és a nyomóágon fellépő nyomásesést az ismert

$$\Delta p = \sum \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot v_i}{2} + \sum \zeta_j \cdot \frac{\rho \cdot v_j}{2} \quad (8.34)$$

képlettel, ahol az i indexű tagok a tartályt a szivattyúval összekötő szívóvezeték, a szivattyú és az irányváltó, illetve az irányváltó és a henger baloldali betáplálási pontja között levő nyomóvezeték csőszakaszaira vonatkoznak, a j -vel jelzett tagok pedig az e vezetékeken levő lokális veszteségforrásokat veszik figyelembe, beleértve az irányváltó megfelelő átömlési csatornáját is. Ezt a nyomásesést a szivattyú fedezi, tehát annak nyomása a kívánt p_1 értéknél nagyobb kell legyen:

$$p_{sz} = p_1 + \Delta p. \quad (8.35)$$

A szivattyút meghajtó motor teljesítménye (a befektetett teljesítmény) ekkor

$$P_{sz} = \frac{p_{sz} \cdot Q_{sz}}{\eta_{vol,p} \cdot \eta_{hidr,p} \cdot \eta_{mech,p}} \quad (8.36)$$

kell legyen, ahol Q_{sz} a szivattyú hozama.

A munkahenger hasznos teljesítménye:

$$P_m = p_1 \cdot Q \cdot \eta_{vol,1} \cdot \eta_{hidr,1} \cdot \eta_{mech,1} - \frac{p_2 \cdot Q}{\eta_{vol,2} \cdot \eta_{hidr,2} \cdot \eta_{mech,2}}, \quad (8.37)$$

s ezzel a körfolyam hatásfoka

$$\eta = \frac{P_m}{P_{sz}} \quad (8.38)$$

lesz. Amennyiben a szivattyú által nyomott Q_{sz} hozam a munkahenger Q hozamánál nagyobb lenne (például a szivárgó vezetékek és szerelvények miatt, vagy amikor a túlfolyószelepen a folyadék egy része visszajut a tartályba), akkor az

$$\eta_v = \frac{p_1 \cdot Q}{p_{sz} \cdot Q_{sz}} \quad (8.39)$$

mennyiséget a vezetékek hatásfokaként foghatjuk fel

Az irányítórendszer η_t összhatásfoka e kiszámított η mennyiségnél kisebb, η -t még a meghajtó motor és az erőátviteli rendszer hatásfokaival is meg kell szoroznunk:

$$\eta_t = \eta \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{átvitel} \quad (8.40)$$

Könyvészet

1. CIOC, D.
1983 *Hidraulică*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
2. CZIBERE Tibor
1998 *Áramlástan*. Budapest, Nemzeti Tankönyvkiadó
3. FLOREA, J., PANAITESCU, V.
1979 *Mecanica fluidelor*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
4. FLOREA, J. et al.
1982 *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice. Probleme*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
5. HASZPRA Ottó
1993 *Hidraulika*. Budapest, Műegyetemi Kiadó
6. IONESCU, D. Gh. et al.
1980 *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
7. KISELEV, P. G.
1988 *Îndreptar pentru calcule hidraulice*. Bukarest, Editura Tehnică
8. LÁTRÁNYI J., ZALKA A.
1982 *Válogatott fejezetek hidraulikus körfolyamatok tervezéséből*. Budapest, Műszaki Egyetem
9. PAVEL, D.
1969 *Mașini și instalații hidropneumatice*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
10. TODICESCU, A.
1974 *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
11. TROFIN, E.
1974 *Hidraulică și hidrologie*. Bukarest, Editura Didactică și Pedagogică
12. VLADIMIRESCU, I.
1974 *Mașini hidraulice și stații de pompare*. Bukarest, Didaktikai és Pedagógiai Könyvkiadó