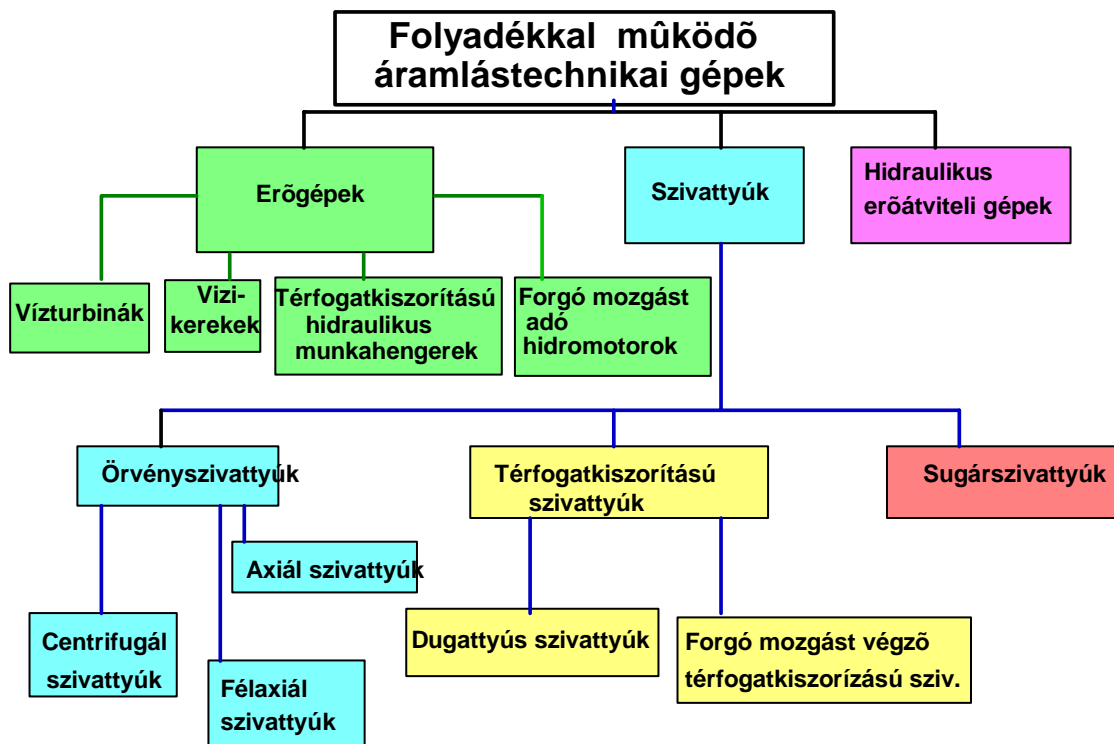




3. ÖRVÉNYSZIVATTYÚK

A folyadékkal működő gépeket több szempont szerint lehet csoportokba osztani. Az egyik fő csoportjuk a folyadékban rejlő munkavégző képességet használja fel, és alakítja át a folyadék energiáját, legtöbbször forgó, vagy alternáló mozgás révén mechanikai munkává. Ezeket nevezik erőgépeknek. A gépek másik csoportja a kívülről forgó vagy alternáló mozgás révén bevezetett mechanikai munkát alakítja át a folyadék helyzeti, mozgási energiájává és nyomásban tárolt munkavégző képességgé. Ezeket munkagépeknek, legtöbbször egyszerűen csak szivattyúnak nevezik. A folyadékokkal üzemelő gépek harmadik fajtája a mechanikai munka átalakítását végzi úgy, hogy közben a folyamatban résztvevő folyadékon is áthalad az energia, ezeket a gépeket nevezik hidraulikus erőátviteli gépeknek.

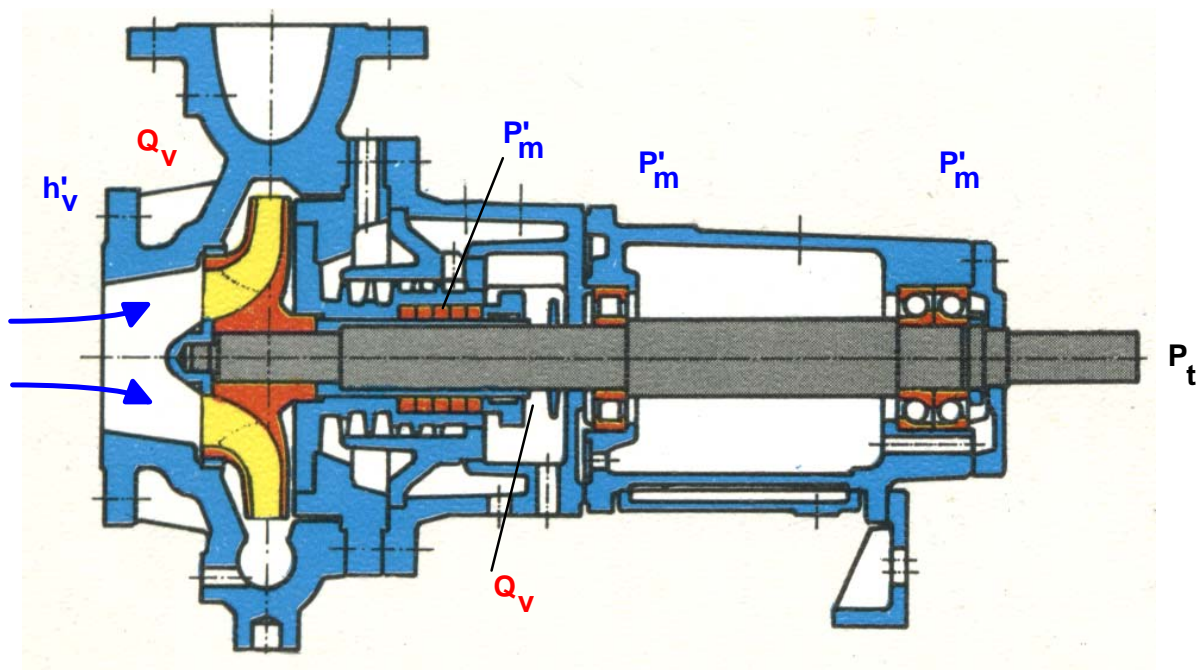
A gépek további csoportokba oszthatók, amit a 3.1. ábra mutat. A vízgazdálkodás területén majdnem mindegyik géptípus előfordul. A jegyzet keretében részletesebben az örvényszivattyúkkal, és vízturbinákkal foglalkozunk.



3.1. ábra Folyadékot szállító áramlástechnikai gépek csoportosítása

3.1. AZ ÖRVÉNYSZIVATTYÚK MŰKÖDÉSE, JELLEGGÖRBÉJE

Az 1.4.1. fejezetben levezettük a radiális szivattyúkra vonatkozó ideális jelleggörbét a hátrahajló, előrehajló és radiális lapátosú kerekekre. A leggyakoribb típus a hátrahajló lapátosú szivattyú, amelynek megvizsgáljuk a valóságos jelleggörbét, illetve, a veszteségek forrását és nagyságát.



3.2. ábra Örvényszivattyú veszteségei

3.1. ÖRVÉNYSZIVATTYÚK JELLEMZŐI

3.1.1. ÖRVÉNYSZIVATTYÚ VESZTESÉGEI ÉS HATÁSFOKA

A folyadéknak átadott teljesítményt, a hasznos teljesítményt, ami az emelőmagasság, a térfogatáram a sűrűség és a nehézségi erőtér nagyságának szorzatából tevődik össze:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Ez a szivattyú által létrehozott hasznos teljesítmény. A szivattyú tengelyén bevezetett teljesítményt

$$P_t = \omega \cdot M$$

Ahol (ω) a tengely forgási szögsebessége, (M) pedig a szükséges nyomaték. Ha a szivattyúban nem volnának veszteségek, akkor a hasznos teljesítmény és a tengelyteljesítmény egyenlő lenne. A hasznos teljesítmény azonban mindig kisebb, mint a tengelyteljesítmény, amit a szivattyú hatásfokával fejezünk ki.

$$\eta = \frac{P_h}{P_t} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\omega \cdot M}$$

A szivattyú tervezés és gyártás fő feladata, hogy ezt a hatásfokot minél nagyobb értékű legyen. Az össz-hatásfok különböző részhatásfokokból tevődik össze.

- A volumetrikus hatásfok

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_v}$$

ahol, Q_v a volumetrikus veszteség a járókerék és a ház közötti résben visszaáramló folyadék.

- A hidraulikai hatásfok



$$\eta_h = \frac{H_e - h'_v}{H_e}$$

ahol h'_v veszteségmagasság három fő részből áll: ütközési veszteség a belépésnél, amiatt, hogy a belépő folyadék sebessége nem pontosan egyirányú a belépő éllel, második a lapátszatórnán történő átáramláskor keletkező veszteség, és harmadik a cirkulációs veszteség a kerékből történő kilépéskor.

- És végül a mechanikai hatások:

$$\eta_m = \frac{P_t - P_m}{P_t}$$

ahol P_m a csapágyúrlódás és a tömszelencék, valamint egyéb mechanikai érintkezésekkor létrejövő veszteségek.

Így az eddigi hatásfokok szorzata adja az összhatásfokot:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

Szokásos még a járókerék oldalfelületén kialakuló folyadékkal történő súrlódási veszteséget, a tárcsásúrlódást külön számításba venni. A tárcsán elvesző teljesítmény, P'_T .

$$\text{A veszteségtényező } v_T = \frac{P'_T}{P_t}$$

Az eddigi részhatásfokok összegzése után kapjuk:

$$\eta = \frac{P}{P_t} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot (1 - v_T)$$

Az elméleti Q - H_{id} jelleggörbét (ld. 1.23. ábra) egyes veszteségek csökkentik. És az így kialakult, méréssel meghatározható jelleggörbét nevezzük a szivattyú valóságos Q - H görbéjének.

3.1.2. ÖRVÉNYSZIVATTYÚ ÜZEMI JELLEMZŐI

A valóságos térfogatáram (Q) a szivattyún ténylegesen időegység alatt átáramló folyadékmennyiség, a volumetrikus veszteséggel kevesebb, mint az ideális esetben.

$$\text{Mértékegysége általában } \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad \left[\frac{\ell}{\text{s}} \right] \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad \left[\frac{\ell}{\text{min}} \right]$$

A valóságos szállítómagasság (H) szivattyún átáramló folyadék energiájának növekedése, (1.35. egyelet) az Euler-turbinaegyenletben szereplő, de most valóságos mennyiségekkel.

$$H = \left[\frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_2 \right] - \left[\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_1 \right], \quad 3.1$$

mértékegysége [m].

Bevezetett teljesítmény (P_t ; $P_{\text{ó}}$; P_b). A hajtómotortól a szivattyúnak átadott teljesítmény. [kW], [W]

Hasznos teljesítmény (P_h). A szivattyúból a folyadéknak átadott teljesítmény. [kW], [W]

$$P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad 3.2$$



Hatásfok (η) a hasznos teljesítmény és a bevezetett teljesítmény hányadosa.

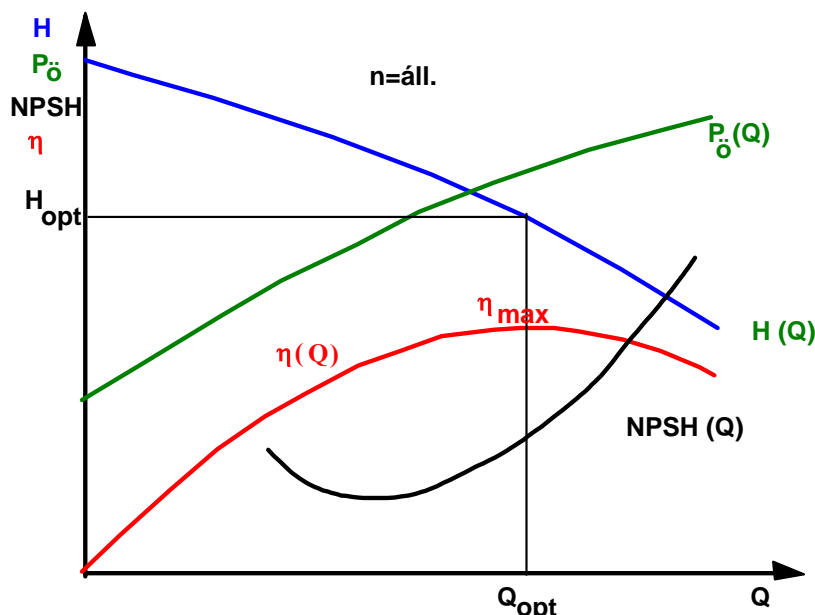
$$\eta = \frac{P_h}{P_0} \quad 3.3$$

A szívóképességet, vagyis a belső nyomásesést szokásos NPSH-val (Net Positive Suction Head) jelezni.

$$\text{NPSH} = \frac{p_{\text{skrit}} - p_g}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \quad 3.4$$

ahol p_s a nyomás a szívócsonk középpontjában, p_g a szállított közeg adott hőfokon érvényes gőznyomása, v_s a szívócsonkban lévő átlagsebesség. (részletesebben a 3.1.6. fejezetben)

3.1.3. ÖRVÉNYSZIVATTYÚ JELLEGÖRBÉI



3.3. ábra Örvényszivattyú jelleggörbéi

3.1.4. KISMINTA TÖRVÉNYEK

A vízgépek elmélete még nem tart ott, hogy adott üzemi pontra garantált hatásfokú gépet kísérletek nélkül, csak számítással és szerkesztéssel tervezni lehessen. A szükséges kísérleteket kisméretű modelleken végzik és a mérési eredményeket a nagy kivitelre átszámítják. Az átszámításra szolgáló összefüggéseket kisminta törvényeknek, modell törvényeknek nevezik.

A kisminta törvények levezetése során feltételezzük:

- 1. a két összehasonlított gép közötti teljes geometriai hasonlóságot
- 2. a két összehasonlított üzemállapot között a kinematikai hasonlóságot. A kinematikai hasonlóságot a sebességi háromszögek hasonlósága biztosítja.

A valóságban egyik feltétel sem biztosítható teljes mértékben. Például a jó hatásfok megköveteli, hogy az állórész és a forgórész közötti réseket a lehető legkisebb értéken tartsuk. A kis gépnél relatíve nagyobb, mint a nagynál. Értelmetlen és gazdaságtalan volna a nagy gépnél csak a geometriai hasonlóság kedvéért a kisebb réssel elérhető jobb hatásfokról lemondani. A kinematikai hasonlóság sem biztosítható teljes mértékben. A sebességi háromszögeknek bármely pontban való hasonlósága többek között megköveteli, hogy a megfelelő pontokban a lapátmenti határretegnek valamilyen jellemző mé-



rethez, pl. a járókerék D_2 külső átmérőjéhez viszonyított vastagsága mindkét gépben azonos legyen. A határréteg vastagsága függ a Reynolds -számtól és az érdességtől. A nagyobb gépben a hasonlóság megengedi, hogy a gép méretét egyetlen mérettel jellemezzük.

A jellemző méret legyen a járókerék külső átmérője és jelöljük, nagygép D_2 és a minta D_{2m} esetében.

A vízgépen átáramló folyadékmennyiség a kilépő abszolút sebesség sugárirányú komponensével v_r -rel (ld.1.40 egyenlet) és az átömlő felülettel arányos. Az a) és b) feltételből következik, hogy az arányossági tényező mindkét gépnél azonos. Így a kerületi sebesség az átmérővel és a fordulatszámmal arányos:

$$Q \sim D_2^2 \cdot v_{2r} \qquad Q_m \sim D_{2m}^2 \cdot v_{2rm} \qquad 3.5$$

A kerületi sebesség az átmérővel és a fordulatszámmal arányos:

$$u_2 \sim D_2 \cdot n \qquad u_{2m} \sim D_{2m} \cdot n_m \qquad 3.6$$

A sebességi háromszögek hasonlóságából következik, hogy

$$\frac{v_{2r}}{u_2} = \frac{v_{2rm}}{u_{2m}} \qquad 3.7$$

A 3.5 és 3.6 egyenletekből kifejezve sebességeket és behelyettesítve 3.7 egyenletbe megkapjuk

$$\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{D_2}{D_{2m}} \right)^3 \cdot \frac{n}{n_m} \qquad 3.8$$

A Euler-turbinaegyenlet $H = \frac{v_{2u} \cdot u_2}{g}$ (1.43 egyenlet) alakját és a sebességi háromszögek hasonlóságát felhasználva.

$$u_2 \sim D_2 \cdot n \qquad u_{2m} \sim D_{2m} \cdot n_m$$

$$v_{2u} \sim D_2 \cdot n \qquad v_{2m} \sim D_{2m} \cdot n_m$$

$$\frac{H}{H_m} = \left(\frac{D_2}{D_{2m}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \qquad 3.9$$

A hasznos teljesítmény

$$P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \qquad P_{hm} = Q_m \cdot \rho_m \cdot g \cdot H_m$$

A 3.8 és 3.9 egyenleteket felhasználva kifejezhetjük a teljesítmények hányadosát is:

$$\frac{P_h}{P_m} = \left(\frac{D_2}{D_{2m}} \right)^5 \cdot \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_m} \qquad 3.10$$

A tapasztalat szerint az eddig levezetett 3.8; 3.9 és 3.10 kismintatörvények az említett feltételektől való eltérés ellenére tág D_2/D_{2m} és n/n_m határok között a gyakorlat igényeit kielégítő 1,0-2,0% pontoságú eredményt szolgáltatnak.

Ha minden teljesítményvesztés azonos módon változna, akkor a modell és a nagykivitel hatásfoka megegyezne. A tapasztalat szerint a hatásfok a legérzékenyebb a méret - és a fordulatszám-változásra. Már kismértékű változás is mérhető hatásfokeltérést eredményez. Ezért a bevezetett telje-



sítmények átszámításakor a hatásfok eltérését is figyelembe kell venni. A hatásfok átszámítására több, részben elméleti megfontolásokra, részben mérési eredményekre támaszkodó összefüggések ismeretesek. Részleteket ld. [Füzi, 1978].

Az igen nagy méretű vízgépeknél, főleg a vízturbináknál gyakran előfordul, hogy a nagy kivitel mérése vagy egyáltalán nem lehetséges, vagy olyan sokba kerül, hogy nem érdemes. Ilyenkor a szerződésben megállapított méretű kismintán végzik el az átvételi méréseket. Az utólagos viták elkerülésére a szerződésben az átszámításra szolgáló összefüggést is érdemes kikötni.

3.1.5. AFFINITÁS TÖRVÉNYE, KAGYLÓDIAGRAM, NORMÁL ÉS TERVEZÉSI PONT

Különböző fordulatszámokon működő szivattyúk hatásfokának jellemzésére használják a kagylódiagramot, amely a Q-H mezőben mutatja az azonos hatásfokkal rendelkező pontokat. A szivattyúk fordulatszám szabályozása gyakran alkalmazott módszer. Kérdés, hogyan alakul az örvényszivattyú jelleggörbéje, ha a névlegestől eltérő fordulatszámom járattjuk. A kismintatörvények felhasználásával a kérdést könnyen megválaszolhatjuk.

$$\frac{D_2}{D_{2m}} = 1 \quad \text{és} \quad \frac{\rho}{\rho_m} = 1$$

helyettesítéssel. A különböző fordulatszámokhoz tartozó értékeket (1) és (2) indexszel jelölve:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad 3.11$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad 3.12$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad 3.13$$

Az eddigi összefüggésekhez még vegyük hozzá az M nyomatékok arányát is. Mint tudjuk, a tengelyen ébredő nyomaték és a teljesítmény kapcsolatát a $P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M$ kifejezés adja meg. Ha ezt beírjuk a két különböző fordulatszámom a 3.13 egyenletbe, akkor:

$$\frac{M_1}{M_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad 3.14$$

A 3.11-3.13 egyenleteket affinitási törvényeknek nevezik.

Kérdés, melyek azok az összetartozó üzemi pontok, amelyekben a kinematikai feltétel is teljesül?

Feltételezzük, hogy mérések alapján rendelkezésünkre áll az n_1 fordulatszámhoz tartozó $H=f(Q)$ jelleggörbe. Jelöljük ki az n_1 jelleggörbén Q_1, H_1 értékpárt. Az n_2 fordulatszámom a hozzá tartozó pontot a 3.11 és 3.12 egyenletekből kapjuk.

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_1 \quad H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot H_1$$

Adott Q_1, H_1 esetén az összetartozó térfogatáramokat és szállítómagasságokat a fenti két képletből számíthatjuk ki. Könnyen belátható, hogy $\left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 = \left(\frac{H_2}{H_1} \right)$, amelyből kifejezve H_2 -t:

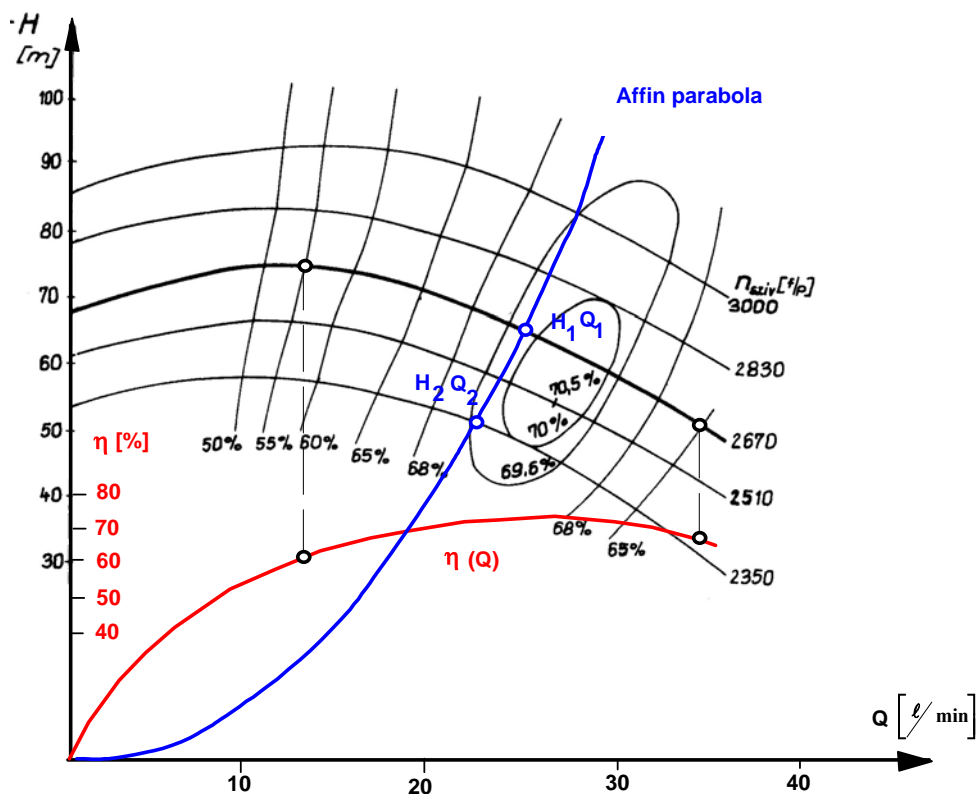


$$H_2 = \frac{H_1}{Q_1^2} \cdot Q_2^2.$$

Az (1) indexű mennyiségek állandók, így írható, hogy:

$$H_2 = K \cdot Q_2^2. \quad 3.15$$

A 3.15 egyenlet egy az origón és Q_1, H_1 pontokon átmenő másodfokú parabolán, az affin parabolán fekszenek.



3.4. ábra Kagylódiagram [AGROTRŐSZT]

A 3.4. ábrán egy szivattyú különböző fordulatszámokhoz tartozó $H=f(Q)$ jelleggörbét láthatjuk. Az előzőek alapján az $n_1=2670$ -es fordulatszámú jelleggörbét alapul véve az előzőek szerint az Q_1, H_1 pontból a Q_2, H_2 pontok analógiájára kiszámíthatjuk az $n_2=2350$ -es fordulatszámhoz tartozó jelleggörbe többi pontját is. Tapasztalatok szerint az ilyen módon kiszámított jelleggörbe jól megegyezik közvetlen mérésből származó Q-H jelleggörbével. Az egyezés mértéke annál jobb, minél közelebb van a két fordulatszám egymáshoz.

Amennyiben rendelkezésre áll a szivattyú mért jelleggörbéje és hatásfoka különböző fordulatszámokon, amit a 3.4 ábra mutat, akkor megszerkeszthetjük a szivattyú kagylódiagramját is. Minden egyes fordulatszámon, minden egyes Q-H jelleggörbe ponthoz az adott fordulatszámon mért hatásfokgörbéről az adott Q-H ponthoz beírjuk a leolvasott hatásfokot. Ezt a műveletet minden egyes fordulaton, minden egyes jelleggörbe ponthoz elvégezve a Q-H mező minden pontjához egy adott hatásfokot kapunk. Az azonos hatásfok értékeket összekötő görbéket összekötjük. A kapott görbesereg emlékeztet, a kagyló felépítésére, innen kapta a kagylógörbe nevet. A mezőben található egy **legnagyobb hatásfokú pont**, ezt **normálpontnak** nevezzük.

A tervezés során kiindultak egy Q-H tervezési értékből, ezt nevezzük **tervezési pontnak**. Jó szivattyúk esetében a tervezési és a normál pont közel esik egymáshoz, de a legritkább esetben esnek egybe.



3.1.6. KAVITÁCIÓ, SZÍVÓKÉPESSÉG, GEODETIKUS SZÍVÓMAGASSÁG

A gyakorlatban a vizet összenyomhatatlannak tekintjük. Nagy nyomásokon az áramlásban nem jelentkezik zavar, viszont, igen kis nyomások esetén nem kívánatos jelenségek léphetnek fel. Ha az abszolút nyomás az áramlás során az ott uralkodó hőmérsékletnek megfelelő telített gőz nyomására (P_g) csökken, akkor ott a folyadék homogenitása megszűnik, a folyadékban űr (cavus) keletkezik, amit a folyadékból kivált gőzök és gázok töltenek ki. A jelenséget kavitációnak nevezik.

A kavitáció az áramló folyadék azon részén lép fel, ahol a nyomás a legkisebb (szivattyúnál a lapát belépő éle közelében). Ha áramláskor a gőzbuborékok a telített gőz nyomásánál nagyobb nyomású helyre érnek, a gőzök lecsapódnak, a buborékok hirtelen összeroppannak. Ezáltal az érintkező falra (Pl. lapátkerék), kis felületre lokalizált több száz bar intenzitású, szabálytalanul váltakozó nagy frekvenciájú ütést gyakorolnak.

A kavitációs jelenség káros következményei az alábbiakban foglalhatók össze:

- a kezdeti kavitációt sustorgó hang, majd felerősödő zörejek jelzik,
- a kifejlődött kavitációt jellegzetes csattogó, pattogó hang kíséri, a szivattyú vibrál, rezgésbe jön, ami töréshez vezethet,
- kedvezőtlené válnak a szivattyú hidraulikai jellemzői,
- csökken a hatásfok és a folyadékszállítás (esetleg megszűnik, lásd: 3.5. ábrán a radiálszivattyú jelleggörbéinek hirtelen letörése),
- a gőzbuborékok összeroppanása szerkezetianyag-roncsolást idézhet elő, ami a felületen (főként a járókerék szívóoldalán) apró, majd nagyobb részecskék kiszakadásában, szivacshoz hasonló lyukacsosságban, átmaródásban, végül nagyobb darabok letöredezésében nyilvánul meg. A szerkezeti anyagok kavitáció okozta roncsolódását (ahol a döntően mechanikai hatásokon kívül elektrokémiai- és hőhatások is szerepet játszanak) kavitációs erózióknak nevezik.

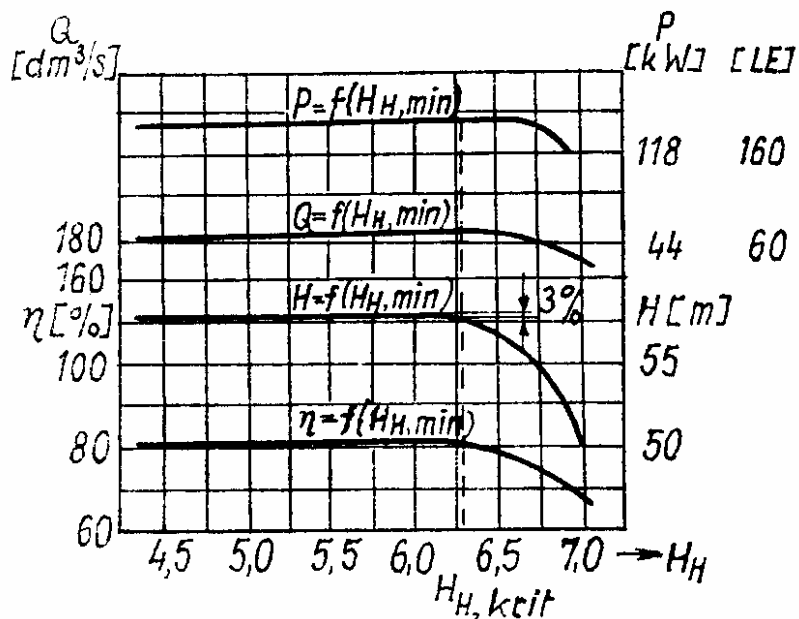
A kavitáció oka lehet:

- a nagy helyi áramlási sebesség,
- a szállított folyadék felmelegedése,
- nyomáscsökkenés a szívóoldali tartályban,
- a geodetikus szívómagasság (H_{sg}) növekedése, ill. a hozzáfolyási magasság csökkenése.

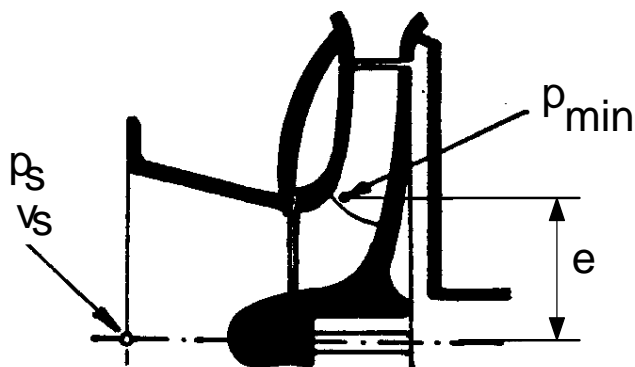
A kavitáció elkerülésének lehetőségei:

- az érintett szerkezeti elemeket a kavitációs erózióknak ellenálló anyagból kell készíteni. (Ha pl. a szürkeöntvény indexét 1,0-nek tekintjük, ehhez viszonyítva az acélöntvény 0,8; a bronz 0,5; a króm-acél-öntvény 0,2; a króm-nikkel acél 0,05 eróziós értékű),
- jó szívóképességű szivattyú megválasztása,
- a geodetikus szívómagasság helyes megválasztása.

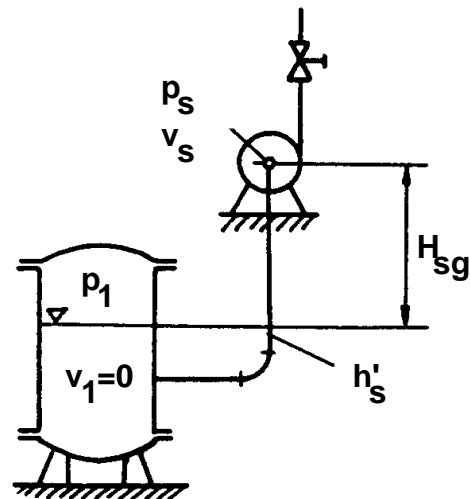
A szívóképesség a szivattyú alkalmazhatóságának egyik jelentős tulajdonsága, amely a gép szívóoldali nyomás-viszonyairól a kívánatos kavitációmentes üzem esetére ad tájékoztatást. A szívóképességet, vagyis a belső nyomásesést szokásos NPSH-val (Net Positive Suction Head) jelölni. Jellemzésére a legjobb hatásfokú ponthoz tartozó érték, ill. az n és a Q függvényeként ábrázolt jelleggörbe szolgál (ld. 3.5. ábra). Ezeket a gyári katalógusban lehet megtalálni.



3.5. ábra A szívóképesség kritikus értékei



3.6. ábra Kavitáció kialakulásának helye



3.7. ábra Geodetikus szívómagasság

Az értelmezéshez a 3.6. ábra segítségével tekintsük azt a kritikus állapotot, amikor a szívócsonk (p_s) és a belső legkisebb nyomású (p_{min}) hely nyomáskülönbsége a gépben a kavitációs jelenséget éppen megindítja. Általánosságban felírható:

$$\frac{p_s}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{min}}{\rho \cdot g} + \frac{w^2 - u^2}{2 \cdot g} + e$$

Kritikus esetben, amikor $P_{min} \leq P_g$ - és $P_s \leq P_{skrit}$

$$\frac{p_{skrit}}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} = \frac{p_g}{\rho \cdot g} + \left(\frac{w^2 - u^2}{2 \cdot g} + e \right)$$



A jobboldali zárójeles kifejezés helyett szokásos az NPSH jelölés. Ezzel a szívóképességet jelentő belső nyomásesés

$$\frac{p_{\text{skrit}} - p_g}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} = \text{NPSH}$$

alakban írható fel. Az egyenlet segítségével minden Q-hoz definiálható a szívócsonkbeli nyomás kritikus értéke (p_{skrit}). A kavitáció elkerülhető, ha $p_s > p_{\text{skrit}}$. A (p_s) értéke mérhető, nagyságát a szívóvezeték mérete, kialakítása határozza meg.

A szívóképesség ismerete rendkívül fontos a szivattyú beépítéséhez, az ún. geodetikus szívómagasság (H_{sg}) megengedhető értékének meghatározásához.

A 3.7. ábrán látható vázlat jelöléseivel írhatjuk, hogy

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_s}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} + H_{\text{sg}} + h'_s \quad 3.16$$

ahol h'_s a szívócső veszteségmagassága.

A H_{sg} maximális értéke $p_s \leq p_{\text{skrit}}$ határesetre írható fel:

$$H_{\text{sg max}} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \left(\frac{p_{\text{skrit}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \right) - h'_s$$

ill. az előzőek felhasználásával a megengedhető geodetikus szívómagasság a

$$H_{\text{sg max}} = \frac{p_1 - p_g}{\rho \cdot g} - \text{NPSH} - h'_s \quad 3.17$$

összefüggéssel számolható.

3.1.7. DIMENZIÓTLAN SZIVATTYÚJELLEMZŐK

A kismintatörvényeket felhasználva a szivattyúk jelleggörbéit egy fordulatszámától független dimenzió nélküli jellemzőkkel is felírhatjuk. Kétféle dimenziótlanság terjedt el. Az egyiknél szokásos, fordulatszámra és külső átmérőre vonatkoztatott dimenziótlanság jellemzők a következők:

$$\text{A mennyiségi szám} \quad \varphi = \frac{4 \cdot Q}{D_2^2 \cdot \pi \cdot u_2} \quad \varphi_{n,D} = \frac{4 \cdot Q}{n \cdot D_2^3}$$

$$\text{A nyomásszám:} \quad \psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2} \quad \psi_{n,D} = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D_2^2}$$

$$\text{A teljesítményszám:} \quad \lambda = \varphi \cdot \psi = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot \rho \cdot D_2^2 \cdot u_2^3} \quad \lambda_{n,D} = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D_2^5}$$

$$\text{Kavitációs szám:} \quad \sigma = \frac{\text{NPSH}}{H}$$

A jellemző fordulatszám a vízgépek egyik fontos és általánosan használt típusjellemzője. Mindig egyszeres beömlésű járókerékre, egy fokozatra és névleges pontra értelmezik. A szivattyúknál az n_q jellemző fordulatszám használatos.



$$n_q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4}$$

ahol (n) a szivattyú fordulatszáma $\left[\frac{1}{\text{min}} \right]$

Q a névleges folyadékszállítás $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$ és

H a névleges szállítómagasság [m]-ben mérve.

n_q nem mérték nélküli mennyiség.

Fizikai értelmezése: n_q egy elképzelt, a vizsgált szivattyúhoz geometriailag hasonló szivattyúnak a fordulatszáma, amelynek névleges szállítómagassága $H_q = 1 \text{ m}$ és névleges folyadékszállítása

$$Q_q = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} ; H=1\text{m.}$$

Írjuk fel a kisminta törvényeket az elképzelt gépre vonatkozó adatokkal (ld. 3.8 és 3.9 egyenletek)

$$\frac{Q}{Q_q} = \frac{Q}{1} = \left(\frac{D_2}{D_{2q}} \right)^3 \cdot \frac{n}{n_q}$$

$$\frac{H}{H_q} = \frac{H}{1} = \left(\frac{D_2}{D_{2q}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_q} \right)^2$$

A két egyenlet összevonásával ejtsük ki $\frac{D_2}{D_{2q}}$ -t, ezután a következőt kapjuk:

$$n_q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4}$$

Az n_q nem dimenziótlan mennyiség, tehát a fent megadott mértékegységeket kell használni az egyes mennyiségek számítására.

A dimenziótlan megfelelője az

$$n_q^* = n \cdot Q^{1/2} \cdot (g \cdot H)^{-3/4}. \quad 3.18$$

3.2. AZ ÖRVÉNYSZIVATTYÚK NÉHÁNY TÍPUSA

3.2.1. SZIVATTYÚK CSOPORTOSÍTÁSA

A szivattyú üzemi tulajdonságaira jelleggörbéjének alakjából következtethetünk. A különböző típusú (geometriai kialakítású) szivattyúk jelleggörbéinek alakja is eltérő. Ismeretes, hogy típusjellemzésre a járókerék kialakításnak megfelelően a típusjellemzésre a legjobb hatásfokú ponthoz tartozó Q_n , H_n , P_{on} értékekből számolt, jellemző fordulatszámot használjuk:

A járókerék kialakítástól függően a legjellemzőbb típusok:

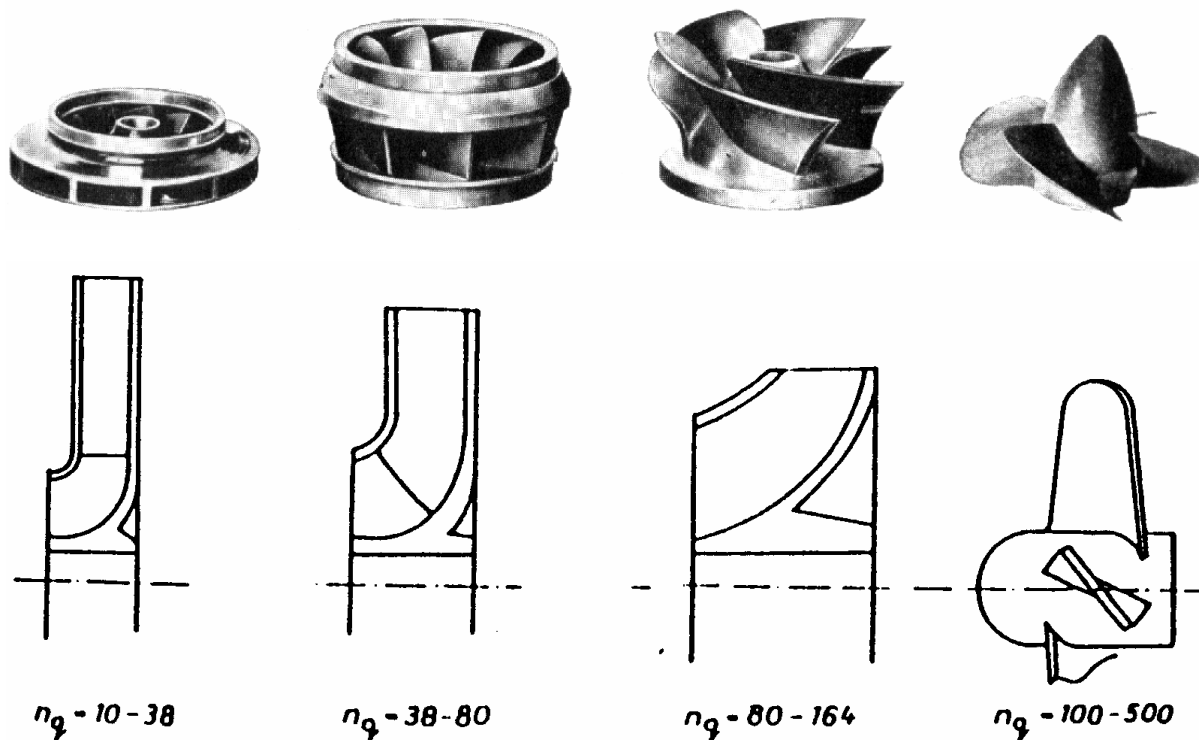
- radiális be- és kiömlésű kerék (3.8./a. ábra)
- félaxiális beömlésű és radiális kiömlésű (3.8./b. ábra)
- félaxiális átömlésű kerek (3.8./c. ábra)



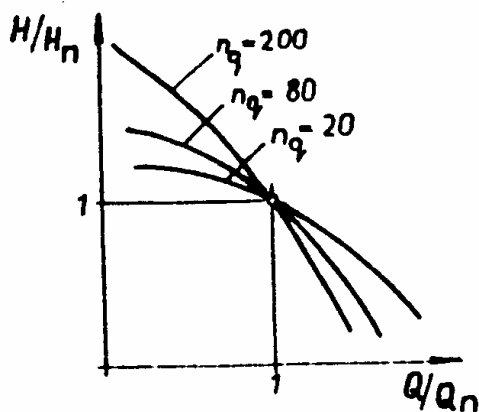
- axiális átömlésű, szárnylapátos vagy propellerkerék (3.8./d. ábra)

A Jelleggörbék típusától függő tulajdonságai olyan ábrában jelentkeznek, amelyeknek paramétere a jellemző fordulatszám. A különböző jellemző fordulatszámokhoz tartozó jelleggörbéket legcélszerűbb a Q - H koordináta-rendszer helyett a H/H_n , Q/Q_n és a P/P_n dimenzió nélküli változók tengelykeresztjében ábrázolni. Ekkor valamennyi jelleggörbének át kell mennie a $H/H_n=1$, $P_0/P_{0n}=1$ és $Q/Q_n=1$ pontokon, és így a görbék közötti alaki különbség határozottan kidomborodik.

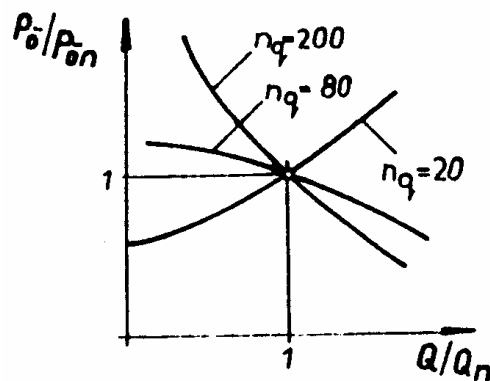
A különböző jellemző fordulatszámokhoz tartozó gépek jelleggörbéinek alaki különbségeit szemléltetően mutatja a 3.9. ábra. Mint látható, a Jellemző fordulatszám növekedésével a görbe meredeksége nő, és ezzel a labilitás veszélye csökken. A 3.10. ábra a szükséges motorteljesítmény változását tünteti fel a szállított folyadékmennyiség függvényében, itt is méret nélküli viszonyszámokat alkalmazva. Amint látható, jelentős eltérések mutatkoznak. Kis jellemző fordulatszámú gépeknél Q növekedésével a szükséges motorteljesítmény növekszik, és P legkisebb értéke $Q=0$ helyen van. Nagy jellemző fordulatszámoknál ez a helyzet megfordul és a szükséges motorteljesítmény Q növekedésével, csökken.



3.8. ábra Örvényszivattyúk csoportosítása



3.9. ábra Szállítómagasság az n_q függvényében



3.10. ábra Felvett teljesítmény az n_q függvényében



A járókerekek száma, elrendezése és kialakítása szerint megkülönböztetünk egy- és több-járókerekes szivattyúkat. Egy-járókerekesek az egyfokozatú szivattyúk, amelyekben egyetlen kerék adja a szükséges szállítómagasságot és folyadékmennyiséget. A több-járókerekes szivattyúk kétféleképp aszerint, hogy a szállítómagasságot kell-e növelnünk vagy a folyadék-mennyiséget. Nagy szállítómagasság eléréséhez a járókerekeket egymás után sorba kapcsolják, és a folyadék rendszerint vezetőkeréken átjut a következő járókerékbe. Ezek a többfokozatú vagy turbószivattyúk. Különleges fajtájuk az ellenáramlású szivattyú. Benne két vagy több, sorba kapcsolt járókerék egymásnak háttal helyezkedik el. Beépítési változataik különbözők lehetnek: pl. egymásnak párosával háttal, azonos fokozatszámú csoportok egymással háttal stb. Nagy folyadékmennyiség szállítása párhuzamosan kapcsolt járókerekekkel érhető el. Ezek az úgynevezett kettős beömlésű szivattyúk (3.11. ábra).

A járókerék lapátjai két forgásfelület között is elhelyezkedhetnek. Ezek zárt járókerekek előlappal és hátlappal is rendelkeznek. Lehetnek egyoldalt határoltak, előlap nélküli kivitelek. A lapátok melletti rés további változatokat tesz lehetővé.

- Az előállított nyomás szerint, kisnyomásúak 10-15 m emelőmagasság alatti gépek,
- *közepesek* a 15-150 méter közöttiek,
- *nagynyomásúak* az ezt meghaladó szállítómagasságú szivattyúk.

A folyadékszállítás nagyságával szorosan összefügg a gép- és a csonkméret. E szempont szerint a 100 mm-nél nem nagyobb csonkátméréjű és 100 kg-nál kisebb tömegű, illetve 30 kW hajtóteljesítmény alatti szivattyúk a kisméretűek. Mivel ezekből az igény nagy, gyártásuk sorozatban gazdaságos. Sorozatgyártású szivattyúknak is nevezik az e csoportba tartozó gépeket. A közepes méretű szivattyúkat a 100-300 mm csonkátmérés, a 30-100 kW hajtóteljesítmény és 100-500 kg közötti tömeg jellemzi. Ez utóbbiakat már kis vagy közepes sorozatban gyártják. A közepes méretű gépek feletti nagyságok az egyedi gyártású szivattyúk.

3.2.2. AZ EGYFOKOZATÚ CSIGAHÁZAS SZIVATTYÚ

Két főrészből, a tengely csapágyazásából és a hidraulikus elemeket összefogó egységből állnak. A tulajdonképpeni szivattyú tehát a csapágyazást magában foglaló bakon foglal helyet (3.2. ábra).

Az elmondottak megkövetelik a két csapágyfészek, illetve a felerősítő illesztővállak egytengelyűségét. Csapágyazásuk rendszerint egységes, de az átviendő teljesítmény és a fordulatszám függvényében - típuscsaládon belül - öt-, hatféle nagyságban készülnek. Ritka kivételtől eltekintve gördülőcsapágyak. Közülük az egyik a tengelyirányú (axiális) erőt veszi fel, bár erre a célra gyakran külön csapágyat is beépítenek. A tengely hajtásoldal felőli részét hengergörgős csapágyazással látják el, hogy az ékszj hűzését is felvehesse.

A tengelyhajtással ellentétes végére erősítik a járókereket, amelyet a bakra rögzített csigaház vesz körül. Tengely felőli oldalán fedél zárja le. E fedélen helyezkedik el a tengelyt a folyadéktérbe bevezető tömszelence. Belsejében hüvellyel védik a tengelyt. Idővel tehát csak a kopott hüvelyt kell cserélnünk.

A csigaház tömszelencével ellentétes oldalát a szívófedél zárja le. Nyílását úgy méretezik, hogy rajta a járókerék ki- és beszerelhető legyen. A szívófedélen helyezkedik el a szívócsonk, amelyen át a folyadék a járókerékbe jut.

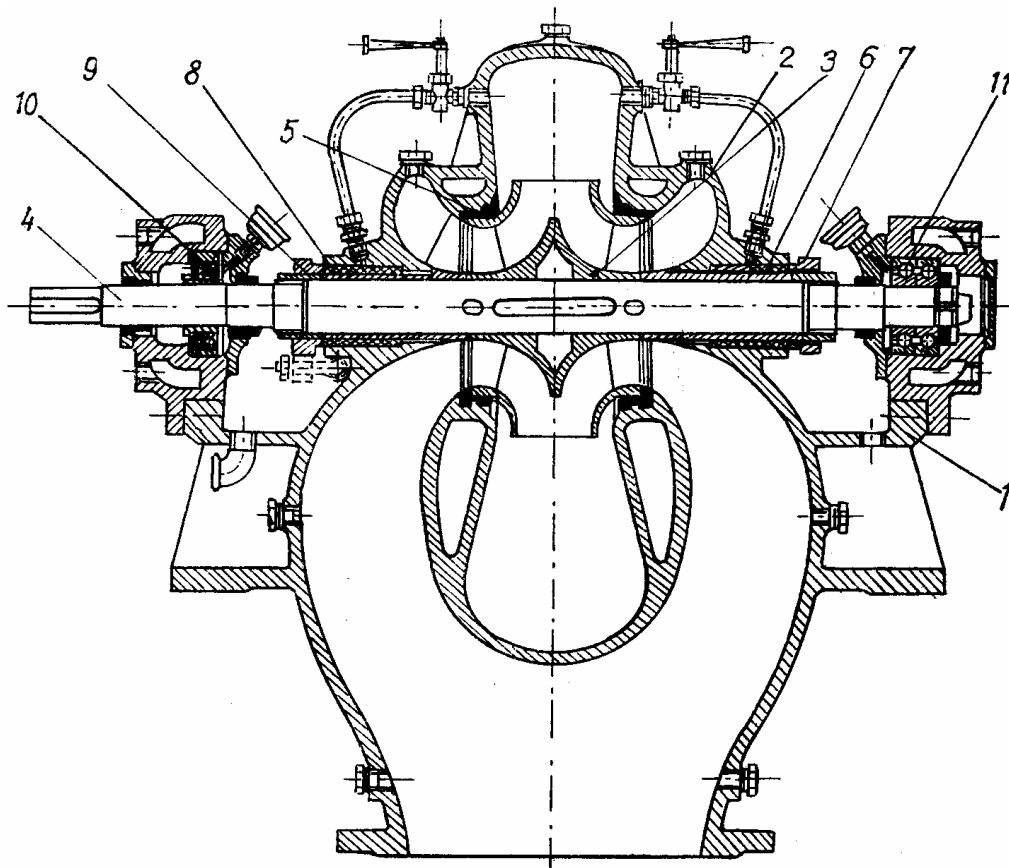
3.2.3. KETTŐS BEÖMLÉSŰ SPIRÁLHÁZAS CENTRIFUGÁLSZIVATTYÚK

Bonyolultabb szerkezetük számos előnnyel jár. Például a szivattyú a szívó- és nyomóvezeték szétbontása nélkül is szétszerelhető, és a forgórész gyorsan cserélhető. További előnyük, hogy járókerekek egy-egy szívónyílására csak fél vízmennyiség jut, ezért szívóképességük is jobb. A csapágyat terhelő tengelyirányú erő a víznyomással gyakorlatilag teljesen kiegyensúlyozható. Hatásfokot javító tényező a járókerék középső tárcsájának kisebb átmérője, ami által viszonylag kisebb a súrlódó felület, a hajlított (csigaházszerű) szívótér, amely megfelelő előperdületet hoz létre. Ez a beömléskor stabilá teszi az áramlást. Végül a kétoldalt elhelyezett csapágyak terhelése egyforma, ami a konzolos bakszivattyú



csapágyterhelésének csupán harmad, negyed része. Ennek köszönhető hosszabb élettartama is. Elterjedését magasabb ára korlátozza. Ez az oka annak is, hogy elsősorban nagyméretű gépekként alkalmazzák.

A szívó- és nyomócsonk tengelye merőleges a szivattyútengelyre, és bármelyik tengelyvégről hajtható. A vízszintes tengelyű szivattyú szívócsonk-tengelye függőleges vagy vízszintes lehet. A nyomócsonk úgyszólván mindig vízszintes. A kisebb gépek kétoldali szívótáskája a nyomóteret megkerülve, közös szívócsonkban egyesül. A nagyobbak két szívótere két külön szívócsőben folytatódik. A szivattyúház két, a tengelysíkban összeillesztett vas- vagy acélöntvény. Az alsó öntvényfelére csavarozzák a két csapágyházat, amelyek a tengellyel, a tömszelencével és járókerékkel együtt szerelhetők be. A két házfelet rendszerint két félből álló részyűrű illeszti össze (3.11. ábra).



1. a szivattyúház alsó; 2. a szivattyúház felső része; 3. járókerék; 4. tengely; 5. kétrészes részyűrű; 6. tengelyvédő hüvely; 7. anya; 8. vízgyűrű; 9. tömszelence; 10 és 11. csapágyak

3.11. ábra A kettősbeömlésű szivattyú metszete

Annak ellenére, hogy tengelyirányú erő elvileg nincs, az axiális irányú elmozdulás ellen az egyik csapágyban megfogják a tengelyt. Egyenlőtlen áramlás ugyanis előfordulhat. A függőleges tengelyű kivitelnél igen egyszerűsíti a telep elrendezését, hogy a szívó- és nyomócsonk egy irányba esik.

Többszorosított centrifugál szivattyúk

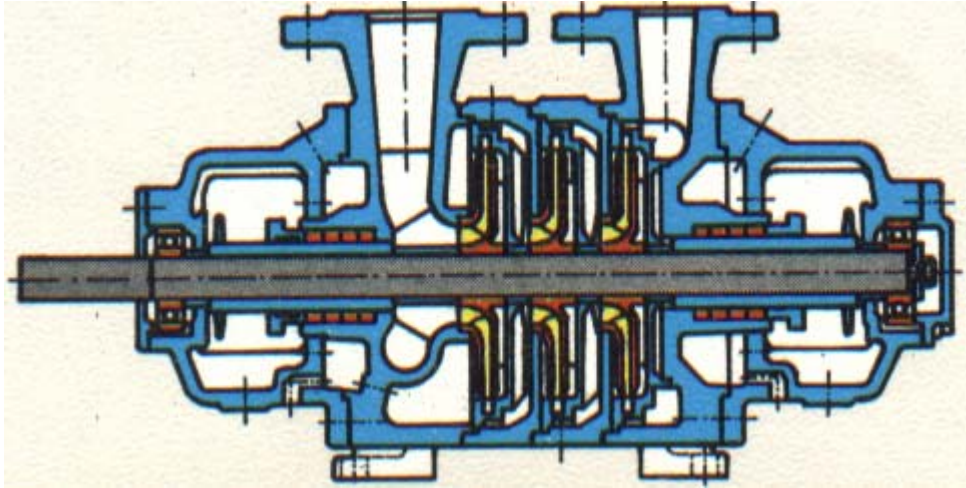
A többszorosított szivattyúk olyan nyomások létrehozására alkalmasak, amelyeket egyfokozatúval gazdaságosan, jó hatásfokkal előállítani már nem lehet. Működésük lényege, hogy tengelyükön több, sorba kapcsolt járókerék helyezkedik el. A folyadék a vezetőkeréken át jut a következő járókerékbe, tehát az ezek létesítette nyomások összegeződnek. Két fő típusuk a soros elrendezésű és az ellenáramlású szivattyú. A függőleges tengelyű kivitelnél igen egyszerűsíti a telep elrendezését, hogy a szívó- és nyomócsonk egy irányba esik, ilyen többszorosított szivattyút mutat a 3.12. ábra

A soros elrendezésű szivattyúk járókerekeit egymás után fűzik a tengelyre. Így az egyes járókerek tengelyirányú erői összegeződnek, és azokat vagy egy külön erre méretezett csapágy, vagy az

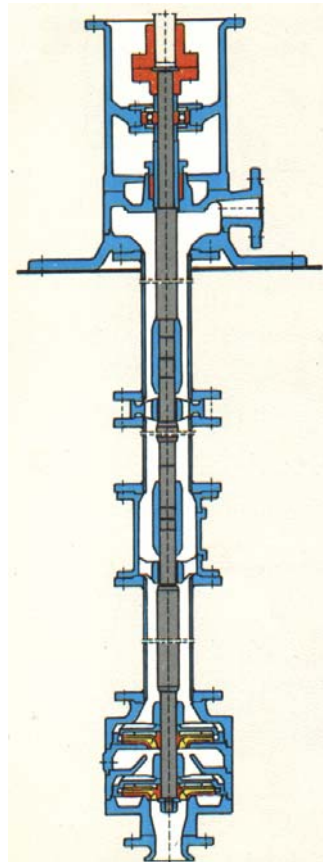


úgynevezett kiegyenlítő-tárcsa egyensúlyozza ki. Kis szivattyúk kiegyenlítő tárcsa nélkül is készülnek. A 3.13. ábra egy ilyen elrendezésű hosszútengelyes szivattyút mutat.

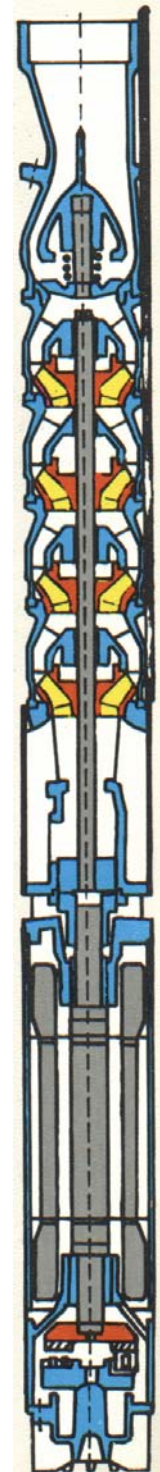
Az ellenáramlású szivattyúk járókerekeinek felét fordított irányban fűzik a tengelyre. Az axiális erőt tehát maguk a járókerekek egyensúlyozzák ki. Ez a cél úgy is elérhető, hogy minden második fokozatot egymással szembe fordítanak. Annak ellenére, hogy tengelyirányú erő elvileg nincs, az axiális irányú elmozdulás ellen az egyik csapágóban megfogják a tengelyt. Egyenlőtlen áramlás ugyanis előfordulhat. A 3.14. ábrán egy többfokozatú bűvárszivattyú látható.



3.12. ábra Többfokozatú szivattyú egyirányú nyomó és szívócsonkkal



3.13. ábra Kétfokozatú hosszútengelyes szivattyú



3.14. ábra többfokozatú bűvárszivattyú